Lucian Constantin Hanganu

MAŞINI PENTRU FILATURĂ

JUNIMEA

LUCIAN CONSTANTIN HANGANU

MAŞINI PENTRU FILATURĂ

(ediţia a II-a)

EDITURA JUNIMEA
IAŞI - 2007

EDITURA JUNIMEA
B-dul Carol nr. 3-5
Iaşi
Tel./Fax.: 0232-410427
E-mail: office@editurajunimea.ro
Director: Cezar Ivănescu

Referenţi ştiinţifici:

Prof. Dr. Ing. Valeriu V. Jinescu – Membru titular al Academiei de Ştiinţe Tehnice din România

Dr. Ing. Emilia Visileanu – Director general Institutul Naţional de Cercetare-Dezvoltare pentru Textile şi Pielărie Bucureşti

Prof. Dr. Ing. Costea Budulan – Universitatea Tehnică „Gh. Asachi” Iaşi

Tehnoredactare computerizată: Lucian Constantin Hanganu

Copertă: Lucian Constantin Hanganu

ISBN 978-973-37-1222-0

PREFAȚĂ

Evoluția construcției de mașini textile în general, iar a celor pentru filatură în special, a produs schimbări esențiale în modul de realizare şi exploatare a acestora.

Echiparea filaturilor cu maşini şi utilaje dintre cele mai performante, conduce la necesitatea existenței unui personal cu înaltă calificare pentru deservirea lor. Pentru exploatarea eficientă a acestora, este necesară cunoaşterea aprofundată de către utilizatori, atât a principalelor elemente de proiectare, cât şi a principiilor de funcționare însoțite de posibilitățile tehnice pe care le are fiecare maşină în parte.

Utilajele din filatură aparțin domeniului mecanicii fine, sunt deosebit de complexe, cu multe lanțuri cinematice şi cu numeroase posturi de lucru. Acestea trebuie să facă față cerințelor pieții privind diversificarea rapidă sortimentală a produselor impuse de modă în condițiile unei eficiente economice ridicate.

În acest context, lucrarea îşi propune să contribuie la explicarea principiilor de bază ale proiectării maşinilor pentru filatură, concretizate în numeroase exemple.

Cartea este destinată atât specialiştilor cât şi studenților care îşi desfăşoară sau îşi vor desfăşura activitatea în:

- firme constructoare de utilaje textile şi accesorii;
- unități de cercetare, proiectare şi testare pentru utilaje textile;
- întreprinderi textile, sectoarele mecanic-şef;
- unități de comerț privind activitatea de import-export pentru utilaje textile;
- cooperare cu parteneri externi în construcția de utilaje şi accesorii;
- unități de învățământ tehnic preuniversitar şi universitar.

Totodată, a fost impusă realizarea unei astfel de lucrări şi din lipsa unui material bibliografic de specialitate atât din țară, cât şi din străinătate, iar conținutul său reprezină o noutate absolută în domeniul proiectării maşinilor pentru filatură.

În astfel de condiții această lucrare îşi doreşte să contribuie în primul rând, la formarea unor specialişti capabili să conducă procese tehnologice în construcția de maşini pentru filatură, să elaboreze şi să proiecteze obiective specifice, să abordeze lucrări de cercetare şi să poată răspunde competent unor probleme de graniță.

Conducerea proceselor tehnologice se referă la:

- fabricarea componentelor specifice utilajelor pentru fi latură;
- montajul, reglarea şi asamblarea pe fluxul de fabricaţie a subansamblelor (mecanisme de execuţie, mecanisme de transmisie, instalaţii auxiliare şi altele);
- încercarea pieselor componente, ale subansamblurilor şi maşinilor pe standuri adecvate dotate cu aparatură electronică modernă;
- întreţinerea tehnică, repararea curentă, exploatarea optimă a utilajelor din filaturi.

În activitatea de proiectare se urmăresc:

- ansamblurile agregatelor şi maşinilor din filaturi pe baza cerinţelor generale privind construcţia de maşini;
- subansamblurile părţilor mecanice ale maşinilor, inclusiv elaborarea proiectelor de execuţie pentru reperele componente;
- instalaţiile auxiliare ale maşinilor (transport mecanic şi pneumatic pentru semifabricate, aspiraţie praf şi scame, amortizare zgomot ş.a.);
- procesele tehnologice de reparare industrială a pieselor de schimb, a subansamblelor, de recondiţionare a maşinilor;
- elaborarea proiectelor pentru secţiile de fabricaţie, repararea şi întreţinerea, inclusiv pentru diagnosticarea şi testarea maşinilor.

Prin activitatea de cercetare se urmăreşte dezvoltarea unor aspecte noi în domenii ca:

- reducerea consumurilor specifice de energie, de materiale auxiliare (chimicale, aburi, aer comprimat ş.a.);
- creşterea vitezelor de lucru şi a productivităţii muncii;
- micşorarea cantităţilor de deşeuri;
- reciclarea materiilor prime şi a deşeurilor recuperabile;
- creşterea formatelor (bobine, suluri ş.a.);
- scurtarea proceselor tehnologice prin reducerea numărului de pasaje;
- sporirea fiabilităţii;
- mecanizarea, automatizarea, robotizarea operaţiilor care necesită volum mare de muncă (spre ex.: levata automată, sisteme expert ş.a.);
- realizarea de linii tehnologice în flux continuu;
- adaptarea utilajelor la condiţiile impuse de apariţia noilor fibre chimice;
- reducerea nivelului de zgomot.

Autorul

CUPRINS

Capitolul 1

GENERALITĂȚI ASUPRA ASPECTELOR SPECIFICE CONSTRUCȚIEI DE MAŞINI PENTRU FILATURĂ

Pentru utilajele destinate filaturilor, pe lângă problemele care intervin în mod curent în construcția de maşini, cum ar fi acelea privind rezistența, rigiditatea, vibrațiile, materialele, tehnologiile de execuție, tribologia se conturează şi unele aspecte specifice referitoare la:

- mecanismele de execuție,
- mecanismele de transmisie,
- puterea şi acționarea electrică,
- automatizarea ,robotizarea, monitorizarea,
- utilizarea sistemelor expert (inteligența artificială),
- comoditatea deservirii, protecția muncii,
- eficiența economică.

1.1. Mecanismele de execuție

Mecanismele de execuție reprezintă mecanismele de bază ale maşinilor, conțin organele lucrătoare ce vin în contact nemijlocit cu materia primă şi asigură deplasarea acestora în vederea îndeplinirii procesului tehnologic stabilit. Soluțiile de principiu cât şi rezolvările constructive sunt în strânsă corelație cu:

- destinația maşinii şi tipul de produs,
- calitatea şi proprietățile produsului care se prelucrează şi a celui livrat de maşină,
- procesul tehnologic adoptat la maşina respectivă.

Astfel operațiile întâlnite pe fluxul tehnologic de realizare a firelor cum sunt spre exemplu cele legate de amestecare-destrămare, cardare, laminare, pieptănare, torsiune-înfăşurare, stabilesc soluții specifice pentru organele de lucru.

La o operaţie dată se iau în considerare materiile prime şi semifabricatele ,caracteristicile lor şi a produselor livrate. Intervin printre altele aspecte legate de natura fibrelor (naturale, chimice) – la care diferă încărcările electrostatice, coeficienţii de frecare, lungimile fibrelor (scurte, lungi) şi fineţea acestora.

Procesele tehnologice la maşinile pentru filatură sunt alcătuite din mai multe operaţii. De exemplu la maşina de filat clasică (fus-inel-cursor) au loc: desfăşurarea semirotorului de pe bobina însoţită uneori şi de dublare, laminarea semirotorului, răsucirea şi înfăşurarea firului pe ţeavă, iar la unele maşini moderne şi scoaterea automată a levatei.

Operaţiile care intră în componenţa unui proces tehnologic se pot grupa în operaţii de bază şi operaţii auxiliare; pentru exemplul dat toate operaţiile sunt de bază, exceptând levata. Ca operaţii auxiliare se menţionează cele de aşezare-scoatere, de transport, de comandă şi control.

Operaţiile de bază sunt mecanizate, iar unele automatizate, aproape la toate maşinile întâlnite în filaturi; bună parte din cele auxiliare sunt încă efectuate manual chiar şi la unele maşini moderne. Operaţiile de aşezare-scoatere se referă la aşezarea semifabricatului cu care se alimentează maşina şi la extragerea produsului rezultat. În prezent se manifestă o puternică tendinţă de mecanizare şi automatizare a acestora. Spre exemplu bătătoarele sunt prevăzute cu dispozitive de scoatere automată a sulului, iar la maşinile de filat cu inele problema levatei automate este rezolvată în ţările avansate industrial.

Operaţiile de transport care au drept scop deplasarea materialului care se prelucrează, se desfăşoară la multe maşini simultan cu operaţiile de bază, sub acţiunea aceloraşi organe de execuţie. De exemplu, la laminoare , flaiere, maşini de filat cu inele, operaţia de laminare se desfăşoară concomitent cu transportul fibrelor prin intermediul trenului de laminat.

Operaţiile de control sunt folosite pe scară din ce în ce mai largă la maşinile pentru filatură, fiind necesare pentru realizarea automatizării şi monitorizării proceselor tehnologice, având rolul de a sesiza erorile care apar pe flux, în vederea transmiterii comenzilor pentru reglare automată şi computerizare. Astfel de situaţii se întâlnesc spre exemplu la bătătoare cu regulatoare cu pedale sau cu celule fotoelectrice, la laminoare şi la carde prevăzute cu reglaj automat a uniformizării benzii, la maşini de filat, maşini de bobinat pentru înnădirea automată a firelor rupte.

Procesele tehnologice se pot grupa în procese cu acțiune continuă şi procese cu acțiune periodică. În prezent o preocupare importantă în construcția maşinilor şi utilajelor pentru filatură este orientată spre realizarea de procese cu acțiune continuă prin agregarea în linii tehnologice a utilajelor. Se caută, pe cât posibil, să se folosească mecanisme de execuție cu mişcare uniformă de rotație concomitent cu înlocuirea celor cu mişcare oscilantă.

La proiectarea maşinilor cu acțiune periodică, inițial se elaborează diagrama ciclică de funcționare, care, în baza procesului tehnologic stabilit, arată în ce ordine şi în ce momente trebuie să acționeze mecanismele de execuție, pe durata unui ciclu tehnologic (ex. maşini de pieptănat). De regulă, perioada unui ciclu se ia egală cu perioada unei rotații a arborelui principal sau un multiplu al acesteia.

Diagramele pot fi construite în sistem polar (diagrame circulare) sau în sistem dreptunghiular (diagrame liniare) - figura 1.1.

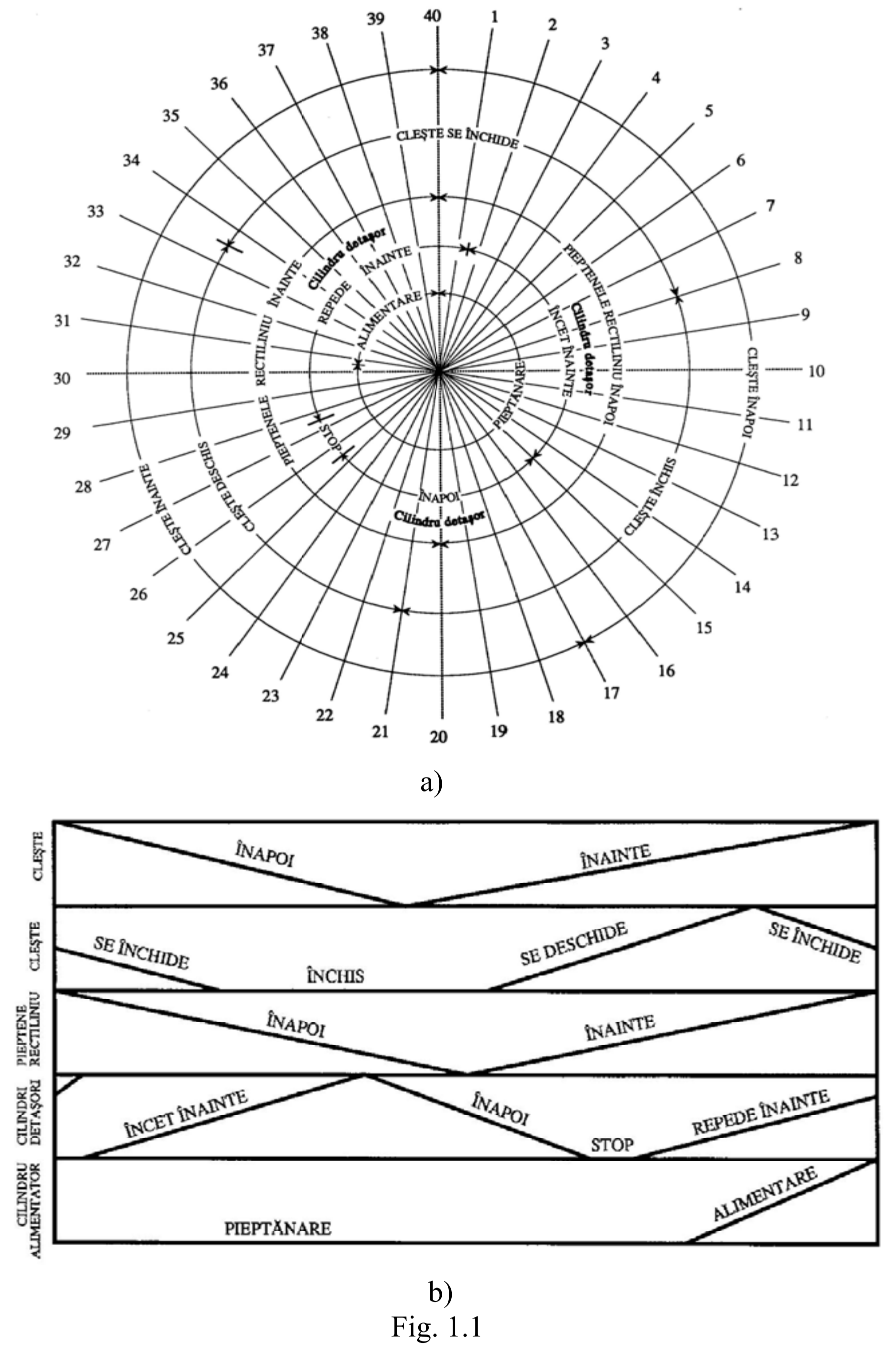
Maşinile pentru filatură prelucrează materiale care posedă rezistență redusă. Rezultă că soluțiile pentru mecanismele de execuție trebuie să asigure o tensionare redusă şi uniformă a produsului prelucrat, să evite şocurile care ar cauza ruperi sau ar mări gradul de neuniformitate al produsului rezultat (benzi, semitorturi, fire).

Procesele tehnologice se pot desfăşura numai pe calea acțiunii mecanice asupra produsului, provenită de la organele de lucru (ex. laminare, filare), sau cu intervenția şi altor agenți suplimentari fizici sau chimici. Astfel la bătătoare se foloseşte şi acțiunea curenților de aer, la leviatane şi acțiunea agenților chimici de spălare. Soluționarea constructivă a mecanismelor de execuție se va realiza astfel şi în strânsă corelație cu acțiunea agenților suplimentari.

Pentru îndeplinirea unei operații pot fi adoptate diferite variante ale mecanismului de execuție, care să corespundă cerințelor tehnice impuse; se va adopta varianta cea mai economică, cu cele mai puține repere, simplă la deservire, cu fiabilitate şi productivitate ridicate.

Dacă mecanismul de execuție se proiectează după un model existent este obligatorie analiza procesului tehnologic respectiv şi efectuarea unor modernizări cu luarea în considerare a noutăților apărute în domeniu.

Dacă mecanismul de execuție se proiectează pe principii complet noi, se impune verificarea acestuia şi a procesului tehnologic pe care-l deserveşte, pe unul sau mai multe prototipuri experimentale; abia după ce se obțin rezultatele scontate se trece la proiectarea definitivă.


CLEŞTE SE ÎNCHIDE
PIEPTENELE RECTILINIU ÎNAPOI
CLEŞTE ÎNAPOI
CLEŞTE ÎNCHIS
CLEŞTE ÎNAINTE
CLEŞTE DESCHIS
PIEPTENELE RECTILINIU ÎNAINTE
Cilindru detaşor
REPEDE ÎNAINTE
ALIMENTARE
ÎNCET ÎNAINTE
PIEPTĂNARE
STOP
ÎNAPOI
CLEŞTE
ÎNAPOI
ÎNAINTE
SE ÎNCHIDE
ÎNCHIS
SE DESCHIDE
PIEPTENE RECTILINIU
CILINDRI DETAŞORI
ÎNCET ÎNAINTE
REPEDE ÎNAINTE
CILINDRU ALIMENTATOR
PIEPTĂNARE
ALIMENTARE

a)

b)

Fig. 1.1

1.2. Mecanismele de transmisie

Proiectarea mecanismelor de transmisie se realizează după stabilirea soluţiilor pentru mecanismele de execuţie. Acestea trebuie să asigure acţionarea organelor de lucru după legile de mişcare necesare procesului tehnologic adoptat, în condiţii optime.

Intervin aspecte legate de vitezele organelor de lucru, de relaţiile ce trebuie să existe între acestea, de reglajele ce urmează a fi efectuate în funcţie de caracteristicile produsului prelucrat şi ale celui livrat (torsiune, fineţe, laminaj etc.), de randamentele transmisiilor, de economicitatea construcţiei, de protecţia şi igiena muncii.

În concordanţă cu acestea se elaborează schema cinematică a maşinii şi se stabilesc rapoartele de transmitere ale lanţurilor cinematice, adoptându-se soluţii corespunzătoare pentru mecanismele de transmisie componente.

a) *Viteza de lucru a organelor de execuţie* influenţează construcţia mecanismelor de transmisie şi reprezintă factorul de bază cu privire la producţia maşinii. Creşterea vitezelor de lucru reprezintă o tendinţă permanentă a constructorilor de maşini pentru filatură.

Valorile maxime ale vitezelor de lucru sunt limitate de o serie de factori de care depinde funcţionarea corectă şi sigură a acesteia, cum ar fi: frecvenţa de rupere a semifabricatelor, neuniformitatea produselor livrate, consumul specific de energie, condiţiile de lucru ale unor organe componente, precizia de execuţie, posibilităţile de deservire ale maşinii.

Spre exemplu, la maşinile de filat cu inele, viteza de lucru este limitată de creşterea forţei de întindere în fire, întrucât de aceasta depinde frecvenţa de rupere a firelor.

Valorile maxime ale vitezelor, care asigură o deservire corectă a proceselor tehnologice, se stabilesc pe bază de cercetări teoretice şi experimentale în strânsă dependenţă cu soluţiile adoptate pentru mecanismele de execuţie şi cu calitatea construcţiei acestora. La viteze mari intervin solicitări mai intense ale organelor componente, îndeosebi pentru mecanismele cu funcţionare intermitentă, la care apar forţe de inerţie importante dacă reperele componente au mase şi acceleraţii relativ mari. Cresc de asemenea reacţiunile din cuplele cinematice, iar în unele cazuri forţele de rezistenţă a mediului înconjurător, ca în cazul furcilor de flaier. Drept consecinţă apar consumuri specifice de putere majorate, uzură şi încălziri pronunţate în cuplele de frecare.

Pe de altă parte, funcţionarea cu viteze ridicate, impune o execuţie mai precisă şi o deservire mai dificilă, ceea ce contribuie la creşterea preţului de cost al maşinii. În schimb producţia şi productivitatea unor astfel de

maşini, în cele mai multe cazuri, contribuie la realizarea unei eficiențe economice mărite, aceasta reprezentând de fapt factorul hotărâtor în adoptarea soluției respective.

b) *Schema cinematică* împreună cu parametrii cinematici şi dinamici ai unei maşini trebuie să îndeplinească o serie de condiții de bază:

- realizarea valorilor parametrilor tehnologici şi a caracteristicilor produsului livrat, cum ar fi spre exemplu viteza de debitare, finețea, torsiunea;
- reglarea independentă a valorilor parametrilor variabili (spre ex. laminajul, torsiunea etc.) prin introducerea în structură a unor mecanisme sau organe corespunzătoare (variatoare de viteză, roți de schimb etc.);
- menținerea în limitele stabilite a valorilor pentru parametrii tehnologici;
- efectuarea cu rapiditate şi siguranță a reglajelor;
- gruparea compactă a transmisiilor în lanțuri cinematice scurte cu număr minim de repere;
- distribuirea rațională a energiei mecanice către mecanismele de execuție;
- repartizarea rațională a rapoartelor totale de transmitere pe transmisiile componente ale lanțurilor cinematice.

În continuare, până la sfârşitul acestui paragraf, se vor urmări câteva aspecte legate de unele dintre condițiile menționate.

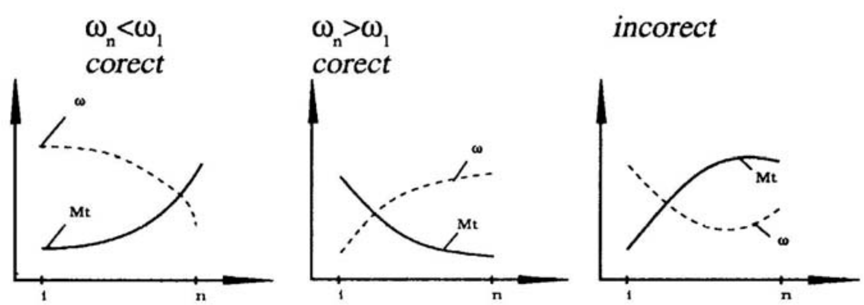
Stabilirea valorilor pentru parametrii tehnologici, îndeosebi la maşinile cu procese automatizate, impune o sincronizare strictă a mişcărilor organelor de lucru. În acest sens este rațional ca în cazul folosirii transmisiilor mecanice, să se adopte soluții cu rapoarte riguros constante cum sunt cele cu roți dințate, cu lanțuri şi curele dințate; astfel de transmisii se impun, spre exemplu, la trenurile de laminat unde se cer valori constante pentru laminaj, în vederea evitării neregularităților produsului. Dacă totuşi se adoptă transmisii prin curele şi roți de fricțiune, cum se impune uneori în cazul vitezelor mari (spre ex. curelele pentru antrenarea fuselor maşinilor de filat cu inele) este necesar să se ia măsuri pentru menținerea vitezelor de lucru în limitele admise la mecanismele de execuție (ca în cazul rolei întinzătoare de la maşinile de filat cu inele, care nu permite variații ale vitezei fuselor decât până la 2 - 3%, asigurându-se toleranțele impuse pentru torsiunea firelor).

Se obține de asemenea o bună stabilitate a parametrilor tehnologici dacă se adoptă lanțuri cinematice scurte, structurate din repere executate cu precizie ridicată, suficient de rigide şi rezistente la uzură.

Distribuția rațională a energiei mecanice către mecanismele de execuție se realizează în principiu prin folosirea de mecanisme de transmisie așezate cât mai aproape de arborele principal, mai ales când organele lucrătoare sunt mari consumatoare de energie ca în cazul cardelor, mașinilor de filat, flaierelor.

Repartiția rațională a rapoartelor totale de transmitere pe rapoarte parțiale corespunzătoare transmisiilor care structurează fiecare lanț cinematic trebuie să ia în considerare următoarele:

- în cazul în care viteza este mai mare la elementul de ieșire față de elementul de intrare al lanțului ($\omega_n > \omega_1$) - figura 1.2b, este indicat ca această creștere să se materializeze la primele transmisii, întrucât, la o putere dată, dimensiunile pieselor se micșorează pe măsura creșterii vitezei ($P = M_1 \cdot \omega_1$);
- în cazul în care viteza de rotație este mai mică la elementul de ieșire ($\omega_n < \omega_1$) - figura 1.2a, este rațional ca descreșterea să se realizeze mai repede la ultimile transmisii ale lanțului, pentru același motiv;
- nu este rațional ca în structura unui lanț cinematic să se regăsească transmisii care să modifice caracterul crescător sau descrescător al vitezelor - figura 1.2c.



a) b) c)

Fig. 1.2

Se adoptă pentru raportul de transmitere definiția generală:

$$i_{i,i+1} = \omega_i / \omega_{i+1} \tag{1.1}$$

în care:

- ω_1 este viteza unghiulară a elementului conducător,
- ω_{i+1} este viteza unghiulară a elementului condus.

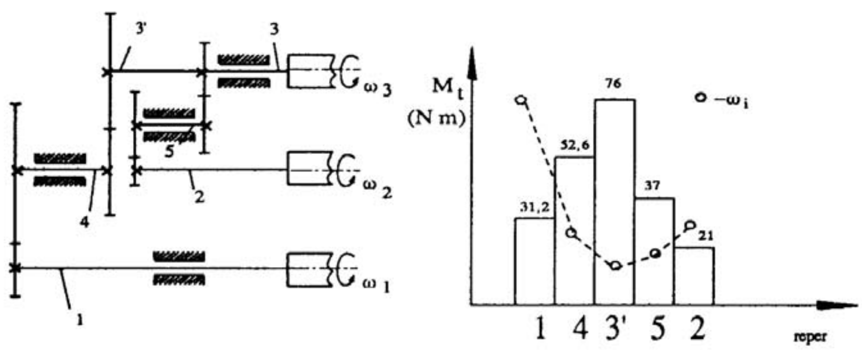
În cazul $\omega_n < \omega_1$ rezultă că rapoartele parțiale de transmitere, pentru a respecta recomandările făcute, trebuie să aibă valori descrescătoare, pornindu-se de la elementul de intrare al lanțului.

$$i_{12} > i_{23} > .... > i_{i,i+1} > ...... > i_{n-1,n} \qquad (1.2)$$

Raportul de transmitere total este:

$$i = i_{12} \cdot i_{23} .... i_{i,i+1} .... i_{n-1,n} \qquad (1.3)$$

Pentru exemplificare în figurile 1.3a şi 1.4a sunt reprezentate două schema cinematice pentru mecanismul de transmisie între cilindrul motor al unui tren de laminat cu doua zone de la o maşină de filat cu inele, iar în figurile 1.3b şi 1.4b sunt reprezentate distribuțiile vitezelor unghiulare şi momentelor de rasucire pe organele componente.



a) b)

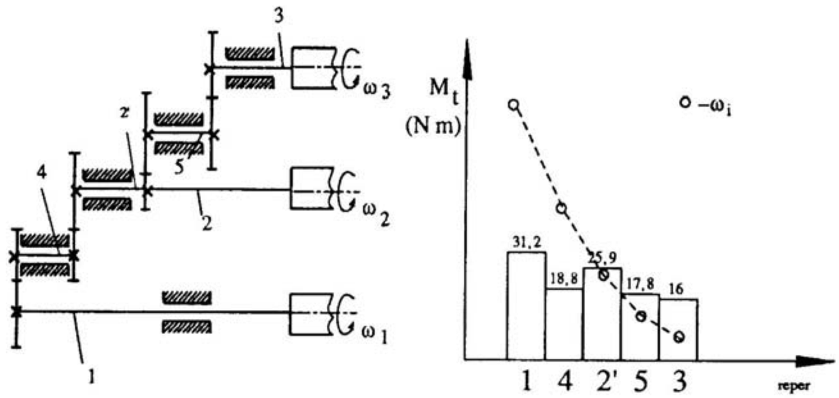
Fig. 1.3

Corespunzător schemei din figura 1.3 are loc mai întâi o micşorare a vitezei de la cilindrul debitor 1 la cilindrul alimentator 3, apoi o creştere a vitezei la cilindrul intermediar 2. (Obs.: pentru respectarea laminajelor parțiale trebuie realizată în acelaşi timp şi legătura definită prin relația ($\omega_1 < \omega_2 < \omega_3$).

Pentru schema din figura 1.4 au loc descreşteri treptate ale vitezei pe lanțul de la cilindrul debitor 1 către cilindrul alimentator 3.

Schema din figura 1.4 conduce la momente de răsucire pe arborii 3, 4 şi 5 cu valori mai mici (vezi figurile 1.3b şi 1.4b); eforturile unitare în

arborii şi roţile dinţate sunt apreciabil mai scazute. Spre exemplu la arborele 3 - figura 1.4, acţionează un moment de 16 Nm faţă de 76 Nm - figura 1.3.



a) b)

Fig. 1.4

A doua soluţie conduce însă la necesitatea introducerii a doua roţi de schimb în transmisie pentru a păstra corelaţia dintre laminajele parţiale, în cazul schimbării laminajului total.

La maşinile moderne care funcţionează cu viteze mari şi la agregate compexe (amestecare-destrămare–cardare), pentru a nu avea laţuri cinematice cu un număr mare de elemente, ceea ce duce la o scădere a randamentului, se folosesc mai multe electromotoare pentru acţionarea mecanismelor de execuţie, fiind luate măsuri în vederea sicronizării lor, impuse de diagramele ciclice de funcţionare. Totodată este raţional a se adopta pentru organul principal al mecanismului de transmisie viteze apropiate de cea mai mare viteză a organelor de execuţie.

1.3. Puterea şi acţionarea electrică a maşinilor din filatură

1.3.1. Aspecte generale privind determinarea puterii

Cunoaşterea consumului de putere al mecanismelor principale ale unei maşini este necesară arăt pentru stabilirea încărcărilor ce acţionează asupra organelor componente, cât şi pentru alegerea motoarelor electrice de acţionare.

Determinarea puterii se poate face prin calcul sau pe cale experimentală.

Calculul puterii necesare pentru o maşină sau pentru un mecanism al maşinii se realizează cu ajutorul ecuației mişcării maşinii, transpusă pentru un interval de timp *dt*:

$$dL_m = dL_{ru} + dL_{rm} + dL_{rf} \pm dL_G \pm dL_{ri} \qquad (1.4)$$

în care,

dL_m - lucrul mecanic elementar al forțelor utile (motoare),

dL_{ru} - lucrul mecanic elementar al forțelor rezistente utile (tehnologice),

dL_{rm}- lucrul mecanic elementar al forțelor de rezistență a mediului;

dL_{rf} - lucrul mecanic elementar al forțelor de frecare,

dL_G - lucrul mecanic elementar al forțelor conservative (greutate, elasticitate),

dL_{ri} - variația energiei cinetice (înlocuieşte lucrul mecanic elementar al forțelor de inerție).

Puterea motoare totală necesară P_m este:

$$P_a = dL_m\, dt \qquad (1.5)$$

Puterea utilă P_u

La marea majoritate a maşinilor din filatură consumul de energie pentru învingerea forțelor utile provenite de la procesul tehnologic, rareori depăşeşte 20% din energia consumată de întreaga maşină; astfel la maşinile de filat cu inele puterea utilă este în medie de 18 ... 20% din puterea totală, la flaiere 7 ... 10%.

Determinarea prin calcul a forțelor rezistente utile la multe maşini din filatură nu se poate realiza în prezent din lipsa unor date de bază, aşa cum spre exemplu se procedează la maşinile-unelte prin aşchiere pentru care se cunosc grosimea şpanului, vitezele de aşchiere, caracteristicile mecanice ale materialelor prelucrate.

Calea experimentală este frecvent utilizată pentru determinarea forțelor utile, fie în mod direct (în unele cazuri cu ajutorul dinamometrelor special aşezate pe traseul semifabricatelor), fie indirect, prin măsurarea puterii consumate în diferite regimuri de lucru a întregii maşini sau a unor secțiuni ale acesteia.

Dacă se notează cu P_g puterea consumată la mers în gol şi cu P_r puterea consumată în regim de de funncționare dat, puterea utilă P_{ru} poate fi determinată cu aproximație cu relația:

$$P_{ru} = P_r - P_g \tag{1.7}$$

Puterea P_{ru} calculată este mai mare decât cea reală, deoarece la încărcarea maşinii apar forţe de frecare suplimentare, care acţionează în cuplele cinematice, mărind astfel consumul de putere prin frecare.

Puterea P_{rf} consumată pentru învingerea rezistenţelor de frecare, are pentru majoritatea maşinilor din filatură, cea mai mare pondere în puterea totală consumată.

Calculul, în principiu, se poate baza pe forţele de frecare stabilite pentru fiecare pereche cinematică. Alegerea valorilor potrivite pentru coeficienţii de frecare este însă uneori dificilă, din cauza factorilor care influenţează frecarea: natura materialelor suprafeţelor care formează cupla tribologică, starea suprafeţelor, presiunea de contact, viteza relativă, calitatea lubrifiantului, precizia de montaj ş.a. În asemenea cazuri, pentru aprecierea puterilor consumate prin frecare sunt de preferat măsurători ale puterilor consumate la mers în gol, cu şi fără mecanisme componente sau secţiuni ale maşinilor existente. În principiu se fac măsurători începând cu întreaga maşină, scoţând apoi treptat din funcţiune mecanismele componente. Datele obţinute sunt aproximative, dar suficiente pentru orientarea în proiectare.

Puterea P_{rm} consumată pentru învingerea rezistenţei mediului, are valori ridicate la maşinile ce funcţionează cu viteze mari cum sunt flaierele, maşinile de filat, maşinile de răsucit. Relaţia de calcul pentru acest tip de putere este cunoscută din mecanica fluidelor:

$$P_{rm} = cA\frac{\rho v^3}{2} \tag{1.8}$$

în care,

c - coeficient aerodinamic a cărui valoare depinde de forma corpului şi starea suprafeţei acestuia care vine în contact cu mediul fluid,

A - suprafaţa proiectată a corpului pe plan perpendicular pe direcţia de mişcare, în m^2,

v - viteza de deplasare a corpului, în m/s,

ρ - densitatea mediului fluid, în kg/m^3 *(*ρ = 1,25 pentru aer la presiunea atmosferică),

$\frac{\rho v^3}{2}$ - presiunea dinamică.

La maşinile de filat cu inele, unde vitezele de rotație sunt mari, consumul de putere pentru învingerea rezistenței aerului este apreciabil; acesta creşte odată cu mărirea diametrului bobinei (viteză periferică mărită). Din încercările efectuate a rezultat că la turații a fuselor de peste 12000 rot/min, se consumă pentru învingerea rezistenței aerului mai mult de 60% din puterea totală consumată de un fus.

Coeficientul aerodinamic *c* are valori reduse atunci când suprafețele sunt lustruite şi de formă aerodinamică; acest coeficient este deosebit de important la furcile de flaier. Valoarea coeficientului *c* la maşinile de filat cu inele depinde de felul fibrei: la lână valorile sunt aproximativ cu 25% mai mari ca la bumbac, iar la vâscoză de aproximativ 4 ori mai mici (fibre cu asperități foarte reduse).

Puterea P_{ri} consumată pentru învingerea forțelor de inerție, apare la pornire şi la modificarea vitezei maşinii în timpul funcționării. În principiu P_{ri} se determină cu relația:

$$P_{ri} = M_{red}\omega_e = J_{red}\varepsilon_e \tag{1.9}$$

în care,

M_{red} - momentul forțelor de inerție redus la arborele electromotorului de antrenare al maşinii,

J_{rcd} - momentul de inerție redus la arborele electromotorului,

ω_e - viteza unghiulară a electromotorului,

ε_e - accelerația unghiulară a electromotorului.

Consumul de putere depinde de J_{red} şi de durata pornirii maşinii; pentru durate mai scurte, sunt necesare accelerații mărite, deci şi puteri mai mari. De exemplu la maşinile de filat cu inele pornirea durează 3 ... 5 secunde, iar la carde unde J_{red} este mai mare, pornirea durează în jur de 30 de secunde. Este posibil să se micşoreze durata de pornire mărind puterea electromotorului, soluție însă neeconomică (investiție mărită, factor de putere scăzut). Din acest motiv motorul se dimensionează după puterea consumată în regim normal de lucru (la viteza nominală).

Pentru micşorarea duratei de pornire este recomandat a se obține valori cât mai mici pentru momentul de inerție redus J_{red}. Astfel la carde durata de pornire este mai mică pentru cazul când tamburii sunt executați din oțel şi nu din fontă.

Durata de pornire t_p, pentru cazul când se adoptă ipoteza ε_e = const., se poate calcula cu aproximație folosind relația:

$$t_p = \omega_{en} \frac{J_{red}}{M_{\max} - M_r} \tag{1.10}$$

în care,

ω_{en} este viteza unghiulară de regim a electromotorului,

M_{max} - momentul de rotație maxim desfăşurat de arborele electromotorului în perioada de pornire,

M_r - momentul rezistent static al maşinii, redus la arborele electromotorului.

Relația (1.10) a fost stabilită pe baza următoarelor considerente:

- momentul motor maxim la pornire trebuie să învingă atât momentul rezistent static al maşinii, cât şi momentul forței de inerție:

$$M_{max}=M_r+ \varepsilon_e J_{red} \tag{1.11}$$

- s-a admis ipoteza:
-

$$\varepsilon_e = \text{const.} = \omega_{ne}/t_p \tag{1.12}$$

Înlocuind ε_e din relația (1.12) în relația (1.11) se obține expresia duratei de pornire t_p.

Puterea totală necesară la pornirea maşinii P_{mp}, rezultă:

$$P_{mp} = P_{ri} + P_{ru} + P_{rf} + P_{rm} \tag{1.13}$$

Rezultatele obținute cu ajutorul acestei relații sunt aproximative întrucât, pe durata pornirii maşinii, puterile nu rămân constante.

Orice modificare adusă maşinilor care vizează modernizarea, influențează consumurile de putere; sunt posibile următoarele schimbări principale ale caracteristicilor tehnice:

- majorarea numărului posturilor de lucru (spre exemplu numărul de fuse la maşinile de filat cu inele, flaiere);
- schimbarea dimensiunilor organelor lucrătoare impuse spre exemplu de adoptarea unor formate mărite;
- creşterea vitezelor de lucru;
- modificările structurale şi constructive privind lanțurile cinematice;
- micşorarea greutății pieselor;
- micşorarea gabaritului maşinii.

Creşterea numărului posturilor de lucru conduce la creşterea consumului de putere; dacă numărul acestora este mare, se poate admite, pentru calculele practice, o creştere liniară a puterii.

Se poate considera că la viteze reduse, puterea consumată variază proporțional cu greutatea pieselor. La viteze de lucru mai mari, modificările privind lungimea organelor de lucru care execută mişcări de rotație duc aproximativ la variații direct proporționale ale consumului de putere (spre ex. lungimea tamburilor la carde, a volantului la bătătoare), în timp ce creşterea diametrelor conduce la o creştere apreciabilă a puterii consummate.

La creşterea vitezei maşinii sau numai a unor mecanisme componente, consumul de putere se majorează cu o cantitate ΔP, care poate fi determinată aproximativ cu relația:

$$\Delta P = c\Delta\omega^k \tag{1.14}$$

în care c şi k sunt coeficienți ce depind de felul maşinii, indicele k având valori supraunitare, ajungând până la aproximativ 3; la carde k = 1,1 ... 1,15.

1.3.2. Date experimentale privind puterea consumată şi distribuția acesteia pe mecanisme la unele maşini din filatură în vederea proiectării sau modernizării

La flaiere puterea în timpul levatei variază foarte puțin, practic se consideră constantă.

Puterea consumată se poate calcula cu următoarea relație empirică:

$$P = \frac{cFn_f}{1000}(kW) \tag{1.15}$$

în care:

c este puterea în kW, consumată de o furcă la 1000 rot/min,

F - numărul de furci,

n_f - turația furcilor (rot/min).

Valori aproximative pentru c sunt prezentate în tabelele 1.3 şi 1.5, iar distribuțiile procentuale corespunzătoare în tabelele 1.4 şi 1.6, pentru cazul bobinelor pline.

Observație: Procentajele prezentate în tabelele 1.1, 1.2, 1.4 şi 1.6 au fost calculate în raport cu puterile consumate la mers în sarcină.

Tabelul 1.1.

Carde pentru fibre tip bumbac

Condiții de funcționare și mecanisme	**Distribuția procentuală a puterii (%)**
Mers în sarcină	100
Proces	22…25
Tambur principal	23…26
Cilindru rupător	13…14
Cilindru perietor	6…13
Pieptene oscilant	9…10
Dispozitive depunere bandă	7…13
Ansamblu alimentare	3…4
Mers în gol	74…77

Tabelul 1.2.

Laminoare pentru fibre tip in

Condiții de funcționare și mecanisme	**Distribuția procentuală a puterii (%)**
Mers în sarcină	100
Proces	10…12
Mecanism alimentare	2…3
Mecanism presare	0.8…1.1
Mecanism debitare și depunere camă	1…1.2
Mecanismul pieptenilor(câmp ace)	22…23
Mecanism laminare	49…53

Tabelul 1.3

Flaiere pentru fibre tip bumbac

Denumirea flaierului	**c (KW)**
Gros	0,02...0,03
Mediu	0,012...0,015
Fin	0,01...0,011
Dublu fin	0,007...0,08

Tabelul 1.4

Flaiere pentru fibre tip bumbac

Mecanisme	Distribuţia procentuală a puterii (%)
Arborele principal şi furcile	50...60
Conoidul motor	10...13
Transmisia la bobine	18...35
Mecanismul pentru deplasarea băncii	3...4,5
Trenul de laminat	7...10

Tabelul 1.5

Flaiere pentru fibre tip in

c(kw)

Denumirea flaierului	Dimensiunile mosorului h/o(mm)		
	254/127	**228/115**	**203/102**
Fuior de in şi cânepă	0,13...0,14	0,1...0,12	0,08...0,09
Câlţi de in şi de cânepă	0,11...0,12	0,09...0,1	0,075...0,085
Iută	0,09	0,06	0.05

Tabelul 1.6

Flaiere pentru fibre tip in

Condiţii de funcţionare şi mecanisme	Distribuţia procentuală a puterii (%)
Mers în sarcină	100
Puterea utilă	10
Mecanismul pieptenilor	14
Mecanism laminare	14
Mecanism mişcare bancă mosoare	6
Mecanism înfăşurare	10
Mecanism antrenare furci	35

La maşinile de filat cu inele pentru fibre tip bumbac, puterea consumată depinde de o serie de factori, mai importaţi fiind numărul de fuse şi viteza acestora, dimensiunile bobinei pline, cursa băncii, fineţea firului, particularităţile constructive ale maşinii.

În baza unor studii experimentale s-au stabilit o serie de relaţii de calcul empirice pentru determinarea puterii consumate la maşinile de filat cu inele. Astfel, Institutul de Cercetări Textile din Manchester propune, pentru situaţia bobinelor pline, relaţia:

$$P = 1.83 \cdot \left(\frac{1.65 \cdot n^{2,5} \cdot D^{2,5} \cdot H}{10^{17,5}} + \frac{2.74 \cdot n^{2.5} \cdot D \cdot H^{2}}{10^{15,5} Nm} \right) + \frac{0,156 \cdot n}{Nm \cdot 10^{3}} \qquad (1.16)$$

în care:

P este puterea necesară pentru 100 fuse (kW),
n - turația fuselor (rot/min),
D - diametrul inelului (mm),
H - cursa băncii (mm),
Nm - finețea firului.

In tabelele 1.7 şi 1.8 sunt prezentate date experimentale privind consumul şi distribuția puterii pentru maşina de filat cu inele F.B.C. - "Unirea" Cluj-Napoca echipată cu 400 de fuse având diametrul inelului D = 46 mm, cursa băncii H = 200 mm, turația fuselor n = 12000 rot/min, finețea firului Nm = 50.

La maşinile de filat cu aripioare pentru in, puterea consumată poate fi calculată cu relația empirică dată de V.Still:

$$P = P_1 \cdot F \cdot n_f \cdot (n_f / 3500)^{0,16} \cdot (t/90)^2 \cdot (1 + u/600) \cdot (1 + 2N_m^{-1/2}) \qquad (1.17)$$

în care:

F reprezintă numărul de fuse,
n_f - turația fuselor (rot/min), valabilă pentru intervalul 1500 … 5500 rot/min,
t- pasul dintre fuse (mm),
u - coeficientul de umplere al bobinei (%),
Nm - finețea firelor,
P_1 –puterea specifică, $P_1 \cong$ 0,012 W.

Tabelul 1.7

Consumuri de putere la maşina de filat F.B.C."Unirea "Cluj-Napoca

Nr. crt.	**Condiții de măsurare**	**Putere consumată (w)**
1.	Maşina cu fire legate la sfârşitul levatei	12800
2.	Idem 1, la începutul levatei	10530
3.	Idem 2, fără fire şi țevi	7800
4.	Idem 3, fără tren de laminat	7360
5.	Idem 4, fără bancă inele	7300
6.	Idem 5, fără cutia de angrenaje	7110
7.	Idem 6, fără fuse ,role ,curele	1880
8.	Idem 7 ,fără arbore principal	1340
9.	Motor în gol	640

Tabelul 1.8

Maşina de filat F.B.C. ”Unirea “ Cluj-Napoca

Condiții de funcționare şi mecanisme	**Distribuția procentuală a puterii (%)**	**Consumul de putere (w)**
Mersul în sarcină cu bobine pline	100	12800
Mecanismul trenului de laminat la mers în gol	3,3	440
Mecanismul mişcării băncii inelelor	0,5	60
Cutia de angrenaje la mers în gol	1,5	190
Mecanismele de antrenare a fuselor în gol (fuse ,curele ,role)	41	5230
Arborele principal decuplat	4,2	540
Procesul tehnologic şi frecarea bobinelor cu mediul ambiant	39	5000
Motorul în gol	5	640
Alte mecanisme	5,5	700

În tabelul 1.9 sunt prezentate date experimentale cu privire la distribuția puterii penrtu maşinile de filat cu aripioare pentru in.

Tabelul 1.9

Maşină de filat cu aripioare pentru in

Condiții de funcționare şi mecanisme	**Distribuția procentuală a puterii (%)**
Mers în sarcină	100
Mecanismele pentru laminat	10....11
Fusele cu aripioare	62....63
Mecanismele de mişcare a băncii	0,8....1
Mecanismul de acționare al arborelui principal	5....6
Procesul tehnologic	20....21

1.3.3. Acționarea electrică a maşinilor din filatură

Pentru acționarea maşinilor din filatură, în majoritatea cazurilor, se utilizează electromotoare fabricate într-o gamă largă de tipo-dimensiuni. În cele mai multe situații sunt folosite motoare electrice asincrone trifazate, cu rotori în scurtcircuit, protejate împotriva pătrunderii prafului

şi scamelor; acestea oferă fiabilitate ridicată, cost scăzut, turaţii practic constante.

În vederea alegerii motorului electric de antrenare al unei maşini este necesar, printre altele, să se adopte valoarea raportului M_{max}/M_{nom}, în care M_{max} reprezintă momentul de rotaţie maxim în faza de pornire pe arborele electromotorului, iar M_{nom} momentul nominal corespunzător puterii acestuia; dacă J_{red} (*v.* rel. 1.9 şi 1.10) are valori relativ scăzute, care să asigure durate de pornire scurte, se adoptă electromotoare asincrone trifazate cu M_{max}/M_{nom} = 1,5...2,2. La valori ridicate ale momentului de inerţie J_{red} (carde, centrifuge) pentru a scurta durata de pornire şi pentru a proteja motorul împotriva supraâncălzirii, se adoptă electromotoare speciale având raportul M_{max}/M_{nom} = 3...3,5.

Puterea nominală a electromotorului P_{nom} *se* alege cu valoarea standardizată egală sau imediat superioară celei calculate P_m pentru regimul stabil cel mai greu de încărcare; în astfel de condiţii randamentul energetic şi factorul de putere capătă valori ridicate.

Rezultă:

$$P_{nom} = KP_m \tag{1.18}$$

în care, K este un coeficient de încărcare; de exemplu se aleg valori pentru *K* cuprinse în intervalul 1,05 ... 1,25 când pornirile şi opririle sunt rare în cazul laminoarelor, flaierelor, maşinilor de filat.

În situaţii caracterizate atât de o frecvenţă ridicată a pornirilor şi opririlor, cât şi a unor puteri mari consumate în fazele de pornire, factorul *K* se va adopta cu valori mai mari decât cele menţionate.

La o serie de maşini moderne pentru filatură sunt prevăzute acţionări cu variaţie continuă a vitezelor organelor lucrătoare; se realizează cu ajutorul unor electromotoare fie de curent continuu, fie de curent alternativ comandate cu mutatoare electronice adecvate.

1.3.4. Alte aspecte specifice

Maşinile pentru filatură trebuie astfel concepute şi construite încât să fie respectate cerinţele economice pentru realizarea unei deserviri comode şi fară pericol, în condiţiile unor dese intervenţii din partea personalului de exploatare (de ex. remedierea ruperilor de benzi, de semitort, de fire).

Totodată vor fi luate în considerare şi posibilităţile de automatizare a maşinilor sau agregatelor pentru liniile de prelucrare în flux continuu. În acest sens sunt conturate trei direcţii principale:

- acţionarea maşinilor sau a mecanismelor componente,

- controlul calităţii produselor livrate ,
- reglarea unor parametri tehnologici.

Aplicarea schemelor complexe de automatizare are drept scop realizarea unei importante eficienţe economice prin reducerea forţei de muncă şi a cheltuelilor de exploatare, prin creşterea vitezelor de lucru, producţiei, productivităţii şi calităţii produselor.

Capitolul 2

ELEMENTE DE PROIECTARE A MAŞINILOR PENTRU AMESTECARE-DESTRĂMARE-CURĂȚIRE

Materia primă, indiferent de natura ei, se prezintă sub forma unei mase fibroase alcătuită din aglomerări de fibre de forme şi dimensiuni diferite, cu un conținut de impurități dependent de operațiile de preindustrializare.

Maşinile care deservesc operațiile de amestecare-destrămare-curățire se diversifică funcție de tipul de fibră, caracteristicile acesteia și fluxul tehnologic adoptat.

În variantele moderne aceste maşini sunt legate între ele formând un agregat care lucrează ca o unitate de sine stătătoare cu funcționare în flux continuu. Se impune, pentru a realiza debit constant a produsului livrat, coordonarea maşinilor componente în ceea ce priveşte producția, forma şi dimensiunile acestora, posibilitățile de reglare în limitele cerute de tehnologia diferitelor amestecuri.

În acest scop materialul de prelucrat este condus de la o maşină la alta prin sisteme de transport mecanice şi pneumatice, cu observația că opririle şi pornirile vor fi comandate, de regulă, asupra mecanismelor de alimentare în sensul invers desfăşurării procesului tehnologic; se preferă astfel de intervenții, deoarece organele în mişcare de rotație ale mecanismelor de alimentare posedă caracteristici inerțiale cu valori mai scăzute față de organele lucrătoare din structura mecanismelor de execuție (de ex. tambure cu cuțite, volanți cu lineale).

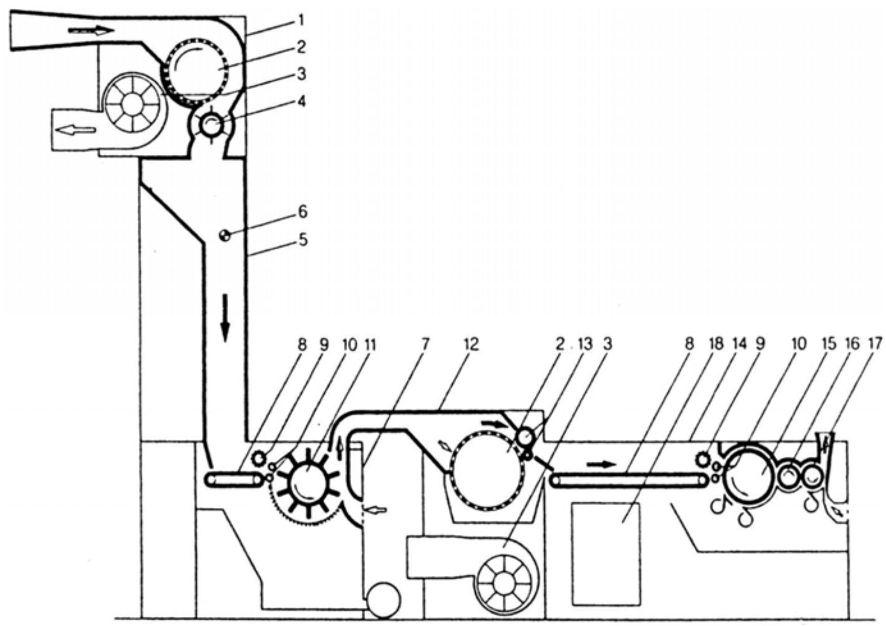
Unele organe specifice care aparțin diferitelor maşini ale agregatului au forme asemănătoare sau identice, ca de exemplu barele grătarelor, cilindrii alimentatori, pânzele transportoare.

Procesul tehnologic de amestecare-destrămare-curățire este caracterizat de degajarea în cantități apreciabile a prafului, astfel încât o problemă deosebită pentru proiectanți o constituie elaborarea unor soluții de instalații corespunzătoare eliminării acestuia în întregime.

Având în vedere atât principiile de proiectare clasice ale maşinilor ,cât şi cele specifice celor din secţiile de amestecare-destrămare–curăţare, în paragrafele următoare se vor face referiri la o serie de organe şi mecanisme întâlnite pe astfel de utilaje.

2.1. Tambure cu cuţite

În filaturile tip bumbac, tamburul cu cuţite este întâlnit la maşini destrămătoare orizontale preliminare,simple sau duble (fig.1.2) şi la unele maşini bătătoare.



1 – condensator; 2 – colector de praf; 3 – ventilator; 4 – cilindru cu palete; 5 – conductă de alimentare; 6 – celulă foto; 7 – curăţitor; 8 – bandă de alimentare; 9 – cilindru de presiune; 10 – cilindru alimentatori; 11 – tambur cu cuţite şi grătar; 12 – colector de praf; 13 – cilindri de debitare; 14 – curăţitor; 15 – tambur de precurăţire cu cuţite cu dispozitiv de absorbţie a pierderilor, segment de cardare şi lamă deflectoare; 16 – cilindru de transfer; 17 – tambur de curaţire finală cu un cuţit, dispozitiv de absorbţie a pierderilor, lamă deflectoare şi segment de cardare

Fig. 2.1

Ca soluţii constructive se folosesc cuţite (1) prinse mecanic de discuri

din oţel (3) montate pe acelaşi arbore cu cu distanţiere axiale din fontă (4) – figura 2.2, şi cuţite sudate pe cilindrii din tablă de oţel – figura 2.3.

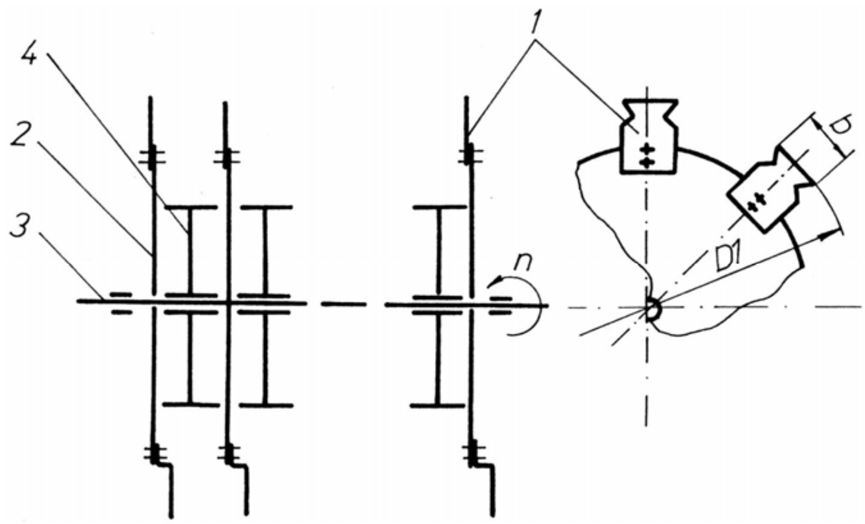


Fig 2.2

Diametrul tamburului D_1 măsurat pe muchiile de lucru ale cuţitelor se adoptă în funcţie de intensitatea de destrămare şi curăţire ce urmează a fi obţinută, de turaţia *n*, de numărul de cuţite *z* şi de dimensiunile grătarului; pentru un diametru mare (800…1000 mm) se obţine o intensitate de batere mărită cu turaţia relativ redusă, însă, raza de curbură corespunzătoare grătarului permite treceri frecvente de fibre printre bare, micşorându-se eficacitatea curăţirii; totodată creşte gabaritul maşinii, ceea ce crează greutaţi în exploatare şi măreşte costul acesteia. Se practică frecvent, pentru fibrele tip bumbac, valori de 200…500 mm (tambure mici) şi 600…700mm (tambure mijlocii) corespunzătoare diametrului D_1.

Turaţiile tamburelor pentru fibre de tip bumbac se stabilesc cu ajutorul diametrelor D_1 şi a vitezelor periferice v_1, care se recomandă a fi adoptate în limitele:

- 15…25 m/s la destrămătoarele orizontale preliminare (vitezele mici pentru bumbac curat, iar vitezele mari pentru deşeuri);
- 12…14 m/s la maşinile bătătoare care sunt prevăzute cu grătare ce îmbracă tamburul pe un unghi de 270º;
- 15…20m/s la maşinile bătătoare cu grătar pe 90º.

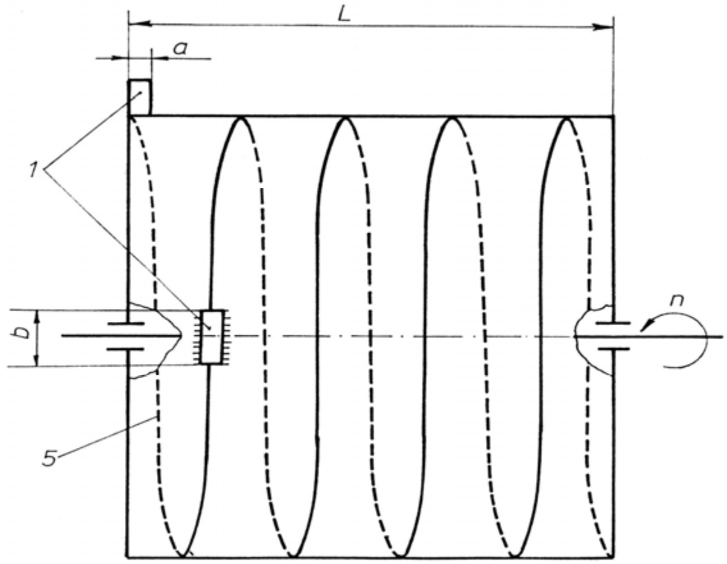


Fig 2.3

Lungimea tamburului L este determinată de lăţimea stratului de material fibros care alimentează maşina; faţă de lungimea cilindrilor alimentatori L_a ,lungimea tamburului L se adoptă cu 12…16 mm mai mare.

Numărul de cuţite z se determină în aşa fel încât să se asigure lovituri pe toată lăţimea stratului de material livrat de cilindrii alimentatori; se stabileşte astfel:

$$z_{\min} = L / a \tag{2.1}$$

în care *a* reprezintă grosimea unui cuţit – figurile 2.2 şi 2.3.

În vederea obţinerii unei eficacităţi sporite pentru destrămare-curăţire se adoptă $z = 2z_{\min}$, ceea ce asigură lovituri în acelaşi loc la fiecare rotaţie a tamburului.

Numărul de cuţite montate pe un disc este de 20 ... 25; se adoptă a = 7 ... 8 mm şi b =30 mm.

Cuţitele montate pe discuri sau sudate pe cilindri se poziţionează cu muchiile active după o elice ($z = z_{\min}$) sau două elici ($z = 2z_{\min}$).

Pentru capătul activ al cuţitului se recomandă forma în coadă de rândunică, care asigură muchiei active un unghi de atac mai mic de 90°, contribuind astfel la creşterea eficacităţii loviturii.

Arborele pe care se montează tamburul se execută cu capetele simetrice, pentru ca după uzarea muchiilor cuţitelor pe una din părţi să poată fi întors cu 180° în vederea utilizării muchiilor active opuse.

La soluţia constructivă la care cuţitele sunt montate pe discuri se adoptă îmbinări nituite. Calculul niturilor va lua în considerare numai solicitarea de forfecare provocată de forţele centrifuge provenite de la masele cuţitelor care sunt mult mai mari decât cele tehnologice. Se recomandă adoptarea unei forţe centrifuge de calcul care ar fi provocată de o viteză unghiulară cu 20% mai mare decât cea maximă de exploatare.

Arborele tamburului se calculează la încovoiere şi la torsiune; încovoierea provine de la masă proprie a pieselor (arbore, discuri, cuţite, distanţiere, roţi de curea) şi de la forţele tehnologice. Se impune echilibrarea dinamică a tamburelor având cuţitele montate.

Diametrul D_1 al tamburului trebuie realizat cu abateri mai mici de ±0,5 mm.

2.2. Volantul bătător

2.2.1. Generalităţi constructive

Volantul bătător este un organ de lucru care intră în structura maşinilor bătătoare destinate prelucrării în stare ţinută a maselor fibroase de bumbac, acţionând asupra lor prin lovire.

Diametrele exterioare au valori de 400 ... 410 mm, cu lungimi de 1000 ... 1200 mm şi turaţii de lucru cuprinse în intervalul 800 ... 1500 rot/min.

Se folosesc trei tipuri constructive de volanţi:

- cu 3 lineale (întâlnit şi la maşinile destrămătoare preliminare),
- cu cuie,
- cu garnituri rigide montate pe plăci.

Volantul cu lineale - figura 2.4, conţine în general un număr de butuci cu câte trei braţe (1), montate pe un arbore (2), pe capetele braţelor fiind fixate linealele (3).

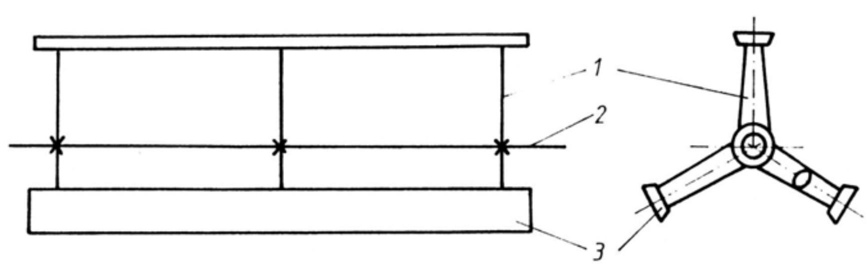


Fig. 2.4

Forma secţiunilor linealelor poate fi trapezoidală – figurile 2.5 a şi c) sau dreptunghiulară - figura 2.5 b); cea mai folosită este forma de trapez isoscel – figura 2.5 a) care oferă posibilitatea utilizării celei de a doua muchii active după uzura primei, prin inversarea aşezării volantului în lagăre cu 180º.

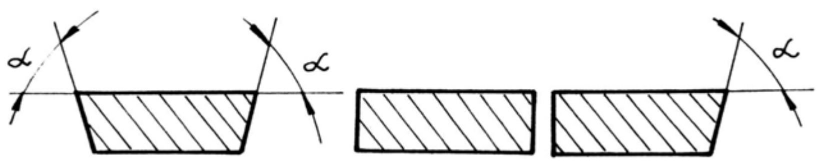


Fig 2.5

Eficienţa mărită a procesului de batere are loc la valori sub 90º pentru unghiul α al muchiilor active.

Prinderea linealelor de bare se poate realiza ca în figura 2.6. Strângerea şurubului (3) se realizează cu ajutorul capului pătrat care după montare se retează, iar zona respectivă se polizează. Volantul cu garniturile rigide (1), montate pe plăcile (2), fixate la rândul lor de braţele (3) trebuie să realizeze tehnologic (şoc iniţial redus şi acţiune de destrămare progresivă) valori diferite ale ecartamentelor pentru intrarea şi ieşirea masei fibroase în zona grătarului – figura 2.7; în acest scop se prelucrează în mod corespunzător plăcile (2),volantul şi grătarul având aceeaşi axă geometrică.

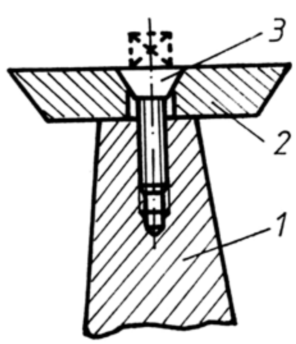


Fig 2.6

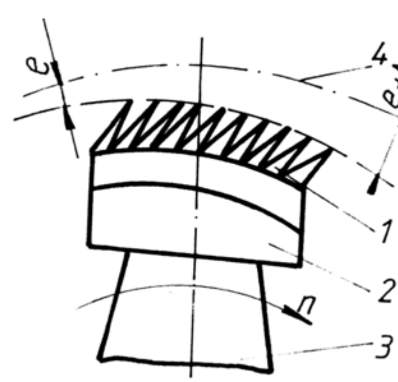


Fig. 2.7

Se recomandă valori de aproximativ 2mm pentru *Δe*.

Volantul cu cuie conţine în loc de lineale netede, plăci pe care sunt fixate cuie dirijate pe direcţia radială - figura 2.8 a) (soluţia Kirschner) sau înlocuite în sensul de rotaţie cu 20º…45º - figura 2.8 b).



a) b)

Fig. 2.8

2.2.2. Elementele de calcul organologic a volanţilor cu lineale

Calculele de rezistenţă se efectuiază pentru organele de bază ale volanţilor: lineale ,braţe şi arbori.

Linealele (1) şi (2) sunt solicitate de forţele tehnologice de batere şi de forţele centrifuge provocate de masele acestora – figura 2.9.

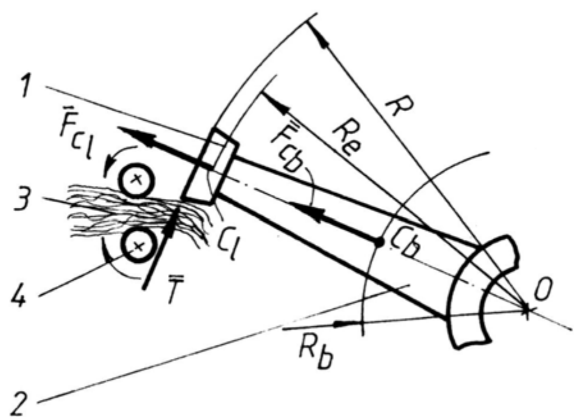


Fig. 2.9

În momentul lovirii masei fibroase apare forţa tehnologică maximă T_{max}; se admite ipoteza că forţa de smulgere T este direct proporţională cu lungimea fibrei care se găseşte la un moment dat încă în stratul (3) dintre

cilindrii alimentatori (4). De asemenea, se consideră că acţiunea linealului la o lovitură duce la smulgerea fibrelor pe o lungime egală cu lungimea modulului l_m (lungimea corespunzătoare frecvenţei maxime) – figura 2.10.

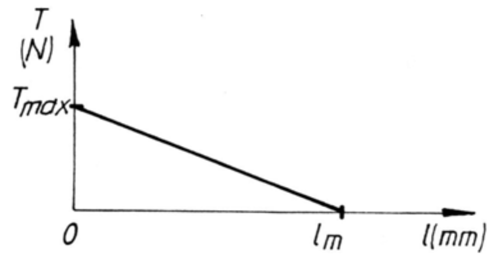


Fig. 2.10

Lucrul mecanic consumat la o lovitură este:

$$L_c = \frac{T_{\max}}{2} l_m \left[Nm\right] \tag{2.2}$$

Considerând că un volant conţine z lineale şi lucrează la o turaţie n (rot/min), puterea consumată P_{ru} pentru învingerea rezistenţelor utile se determină cu relaţia:

$$P_{ru} = L_c zn / 60 \tag{2.3}$$

Din relaţiile (2.2) şi (2.3) rezultă:

$$T_{\max} = \frac{120 P_{ru}}{l_m zn} \left[N\right] \tag{2.4}$$

Această forţă tehnologică nu poate fi neglijată în calcule, aşa cum se întâlneşte în foarte multe cazuri la maşinile pentru filatură. Pentru a determina valoarea forţei $T_{\max}$ se folosesc date experimentale pentru P_{ru} obţinute pe utilaje existente. De exemplu, în cazul prelucrării fibrelor tip bumbac, $P_{ru} = 1200W$. Aplicând relaţia (2.4) în ideea că se prelucrează

fibre cu lungimea modul lm = 0,028 m, pe o maşină cu 3 lineale, având turația volantului n = 1350 rot/min, se obține $T_{\max} = 1300N$, valoare deloc neglijabilă.

a) Calculul linealului

Schema de calcul este prezentată în figura 2.11.

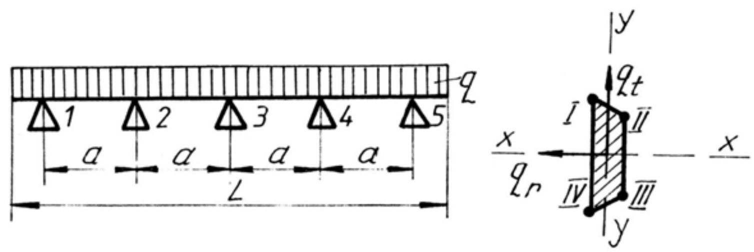


Fig. 2.11

Linealul este asimilat cu o grindă continuă în consolă sprijinită pe cinci reazame, încărcată cu o sarcină uniform distribiută, atât pe direcția radială q, produsă de forța $T_{\max}$. Relațiile care definesc aceste două sarcini sunt:

$$q_r = F_c / L \qquad [\text{N/m}] \tag{2.5}$$

$$q_t = T_{\max} / L \qquad [\text{N/m}] \tag{2.6}$$

în care $F_c = m\omega_c^2 R$ (m - masa linealului în kg, ω_c - viteza unghiulară de calcul a volantului în rad/s, R - raza volantului în m).

Viteza unghiulară ω_c corespunde celei de testare şi se adoptă cu 20% mai mare decât viteza unghiulară normală (ω_c = 1,2 ω).

Încărcările q_r şi q_t solicită linealul la încovoiere în cele două plane. Calculul se efectuează pentru fibrele cel mai puternic solicitate şi anume în punctele I, II, III şi IV - figura 2.11 b), apelând la metode pentru rezolvarea grinzilor static nedeterminate.

De exemplu, se poate obține o rezolvare aproximativă, considerând porțiunea de lineal dintre două reazeme alăturate ca o grindă încastrată la capete - figura 2.12; în acest caz, momentele de încovoiere maxime apar în special în secțiunile încastrate, care în cele două plane sunt:

$$M_{it} = q_t a^2 / 12 \approx 0{,}083 q_t a^2 \qquad [\text{N/m}] \qquad (2.7)$$

$$M_{ir} = q_r a^2 / 12 \approx 0{,}083 q_r a^2 \qquad [\text{N/m}] \qquad (2.8)$$

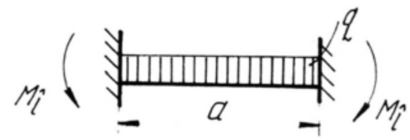


Fig. 2.12

Aceste mpmente vor da naştere la eforturi unitare de încovoiere:

$$\sigma_{it} = \pm M_{it} / W_x \qquad (2.9)$$

$$\sigma_{ir} = \pm M_{ir} / W_y \qquad (2.10)$$

în care W_x şi W_y sunt modulele de rezistenţă axiale ale secţiunii transversale prin lineal, care se determină cu luarea în considerare şi a găurilor pentru şuruburile de fixare.

Efortul unitar maxim în valoare absolută se stabileşte din şirul de patru valori calculate în punctele I, II, III şi IV, prin însumarea algebrică a valorilor pentru cele două eforturi σ_{ir} şi σ_{it}.

Poate fi folosită şi teorema celor trei momente, luând în considerare, spre exemplu, reazemele 1, 2 şi 3, în care caz, momentul încovoietor maxim apare în reazemul 2 (idem şi în reazemul 4 din motive de simetrie) - figura 2.13.

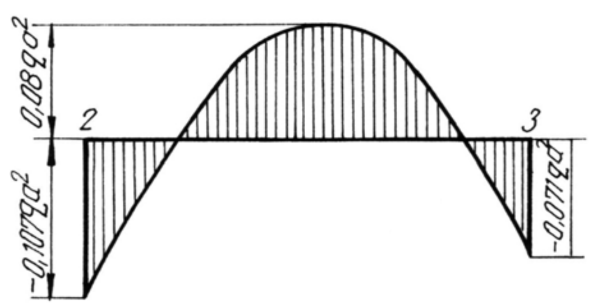


Fig. 2.13

Pentru construcția linealelor se utilizează oțeluri de îmbunătățire (OLC 45, 41Cr10) care oferă o bună rezistență şi la uzură.

În vederea evitării agățării fibrelor de suprafețele linealelor se recomandă rugozități până la R_a = 1,25 μm

b) Calculul brațelor

Brațele sunt solicitate atât la încovoiere (σ_i) de forța tangențială maximă care revine unui braț, cât şi la întindere (σ_t) de forțele centrifuge produse de masa brațului şi a porțiunii de lineal ce revine unui braț - figura 2.9.

$$T_{\max l} = T_{\max} / z[N] \quad (2.11)$$

$$F_c = (m_b R_b + m_l R_l / z_1)\omega_c^2 [N] \quad (2.12)$$

în care z_l reprezintă numărul de butuci cu brațe.

Efortul unitar maxim din braț este:

$$\sigma_{\max} = \sigma_i + \sigma_t \qquad [\text{Pa}] \quad (2.13)$$

Se recomandă ca brațul să fie realizat cu o formă apropiată de grinda de egală rezistență având secțiune eliptică care micşorează intensitatea curenților de aer în timpul funcționării.

a) Arborele

Schema de calcul a arborelui este prezentată în figura 2.14.

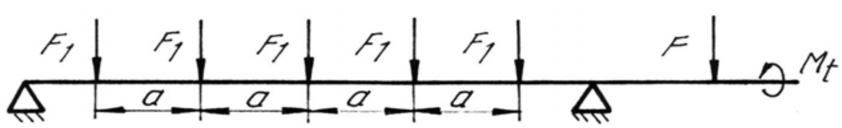


Fig. 2.14

F_l - reprezintă rezultanta dintre forța de greutate proprie a volantului (butuci+brațe+lineale+arbore) şi forța tehnologică $T_{\max}$,

F - este forța care provine de la sistemul de antrenare,

M_t - reprezintă momentul de răsucire aplicat volantului.

Calculul arborelui se desfăşoară în conformitate cu metodologiile cunoscute.

Obs.: În vederea realizării unui nivel scăzut de vibraţii se recomandă ca volantul să fie echilibrat dinamic; această operaţie este uşurată dacă în prealabil se realizează echilibrarea statică separat pentru fiecare butuc în parte.

Excentricitatea admisibila e_a se poate determina cu ajutorul graficului din figura 2.15.

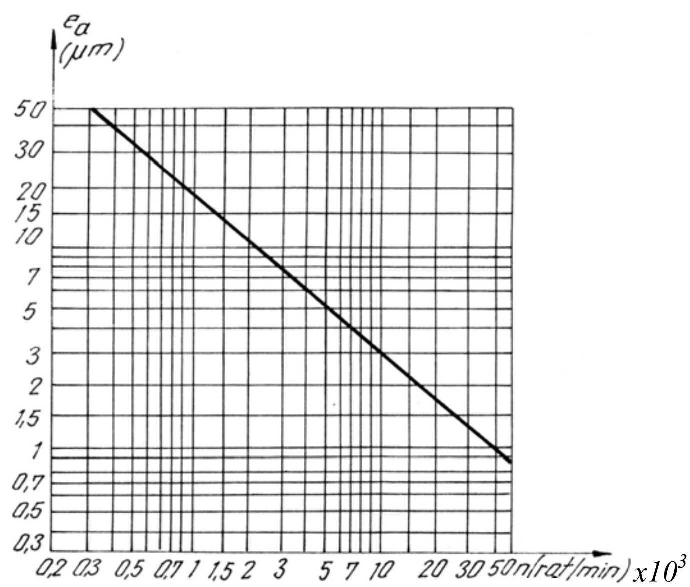


Fig. 2.15

2.3. Grătarul

La proiectarea grătarelor se urmareşte obţinerea unei eficienţe ridicate pentru curaţirea masei fibroase prelucrate în condiţii de menajare a fibrelor (diminuarea frecvenţei ruperilor şi a trecerii fibrelor bune la deşeuri).

Realizarea acestui obiectiv depinde de mai mulţi factori, cei mai importanţi fiind:

- mărimea suprafeţei grătarului care este dependentă de unghiul de înfaşurare al acestuia pe circumferinţa organului de lovire, (tambure, volanţi); se utilizeaza valori de 90° la maşini bătătoare, 90° ... 270° la destrămătoarele orizontale şi 360° la destrămătoarele verticale;
- soluţia constructivă şi viteza periferică a organului de batere;
- viteza şi presiunea de intrare a aerului printre bare;

- forma şi poziţia barelor grătarului;
- ecartamentele dintre bare;
-ecartamentul dintre organul de batere şi grătar.

2.3.1. Forma şi aşezarea barelor

În mod curent, barele prezintă în secţiune transversală profil triunghiular - figura 2.16.

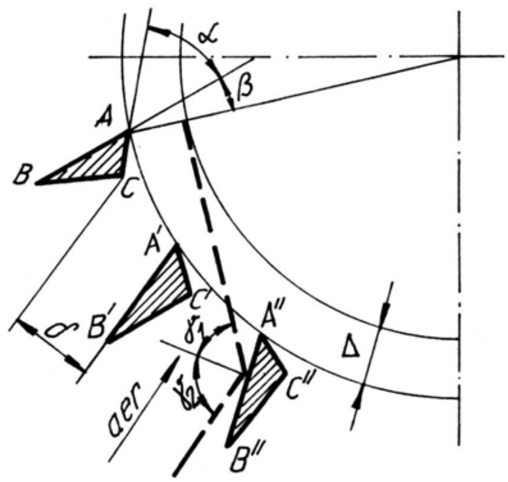


Fig. 2.16

Faţa activă a barei AB dirijează impurităţile spre camera de deşeuri; faţa BC impreună cu faţa A'B' a barei vecine formează un canal prin care se introduce aer cu o anumită presiune dinamică, având rolul de a impiedica pătrunderea fibrelor în camerele de deşeuri. Unghiurile muchiei de lucru α se adoptă cu valori de 47° ... 50°; dacă acest unghi este mai ascuţit (recomandat pentru masa fibroasă cu grad ridicat de impuritaţi), atunci fibrele rămân mai mult timp pe bare, fiind astfel expuse la un număr mai mare de lovituri din partea organelor de batere (curaţire intensă, însă cu ruperi numeroase de fibre).

Dimensiunile secţiunilor transversale pentru bare sunt stabilite pe baza încercărilor experimentale efectuate de firmele constructoare.

Poziţia barelor grătarului depinde de ecartamentul dintre bare δ, ecartamentul dintre bare şi organul de lovire Δ şi unghiul de aşezare β.

Ecartamentul δ este determinat de dimensiunile impurităţilor aflate în masa fibroasă; cu cât gradul de impuritate este mai mare şi δ trebuie sa aibă valori mai mari. Din considerente tehnologice se recomandă ca δ să se micşoreze pe măsura îndepărtării de dispozitivul de alimentare.

Întrucât impurităţile nu sunt corpuri elastice, unghiul de reflexie γ_2, este mai mare decât unghiul de incidenţă γ_1; valorile acestora sunt influenţate de unghiul de aşezare β.

Modificările ecartamentului δ se realizează fie prin reglarea individuală a fiecarei bare, fie prin reglarea unui grup de bare; poziţiile unghiulare β ale barei de grătar se obţin prin rotirea acesteia în jurul muchiei active A sau a unui punct situat în apropierea acesteia.

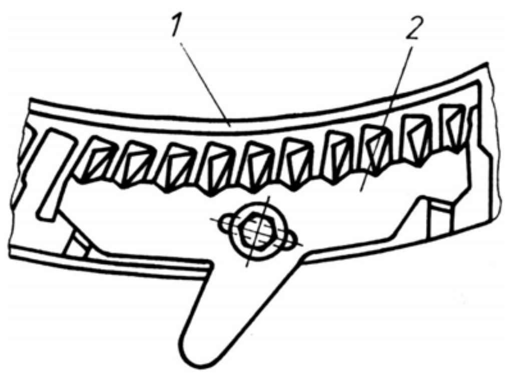


Fig. 2.17

În cazul reglării în grup se utilizează frecvent sectoare cu cate 8 ... 15 bare - figura 2.17, având capetele sprijinite pe suportul (1) fixat de batiu; pentru reglarea unghiului de aşezare β barele sunt rotite în jurul muchiei active cu ajutorul plăcii de reglare (2) care acţionează simultan asupra tuturor barelor sectorului. Rotirea influenţează valoarea ecartamentului δ; de obicei acesta are valori de 4 ... 8 mm.

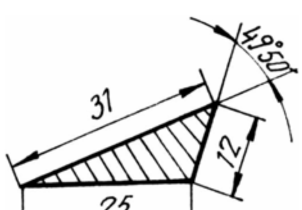


Fig. 2.18

Aceste reglaje influenţeaza şi dimensiunile canalelor de aer formate între barele alăturate prin care acesta circulă dinspre camera de deşeuri spre organul de lovire; odată cu micşorarea secţiunii, viteza aerului se măreşte, ceea ce împiedică evacuarea fibrelor la deşeuri.

Ca dimensiuni orientative, pentru barele triunghiulare sunt prezentate cele ale firmei Platt - figura 2.18.

În afară de bare cu secţiune triunghiulară, se utilizează şi grătare

cu bare rotunde, sau cu mai multe feţe, ca în cazul unor maşini bătătoare pentru lână şi pentru fibre liberiene.

2.4. Mecanisme regulatoare a alimentării maşinilor bătătoare

Cea mai importanta condiţie tehnologica impusă produsului livrat de bataj sub formă de pătură sau puf se referă la realizarea unui debit constant de material fibros, contribuind astfel la obţinerea unei uniformităţi corespunzatoare pentru firul final.

În acest scop, maşinile bătătoare clasice sunt echipate cu mecanisme regulatoare cu pedale şi variatoare de viteză pentru comanda alimentării organului de batere.

Condiţia tehnologică menţionată poate fi realizată prin alimentarea organului de lovire cu masă constantă în unitatea de timp, condiţie exprimată prin relaţia:

$$v_a h l \rho = const. \tag{2.14}$$

în care:

v_a este viteza de alimentare;

h - grosimea stratului de material alimentat;

l - lungimea cilindrului alimentator;

ρ - densitatea masei fibroase aflată între cilindrul alimentator şi pedale - figura 2.19.

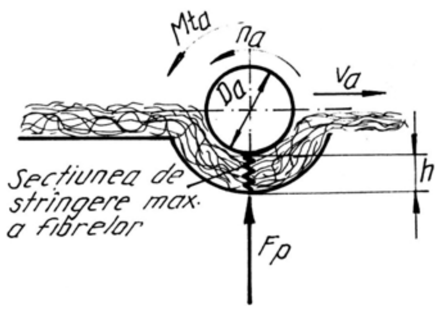


Fig. 2.19

Considerand ca mărimile *1* si ρ ar fi practic constante, atunci este suficient să se realizeze condiţia:

$$v_a h = e = const. \tag{2.15}$$

Relaţia (2.15) stabileşte dependenţa hiberbolică dintre modificarea grosimii stratului de fibre şi viteza de alimentare a acestuia. Prin schimbarea mărimii *h*, sistemele de reglare trebuie să conducă la realizarea uneii valori a vitezei v_a în concordanţă cu legea hiperbolică.

2.4.1. Mecanismul regulator cu pedale şi conoizi

a) Schema cinematică corespunzătoare soluţiilor clasice pentru acest mecanism este prezentată în figura 2.20.

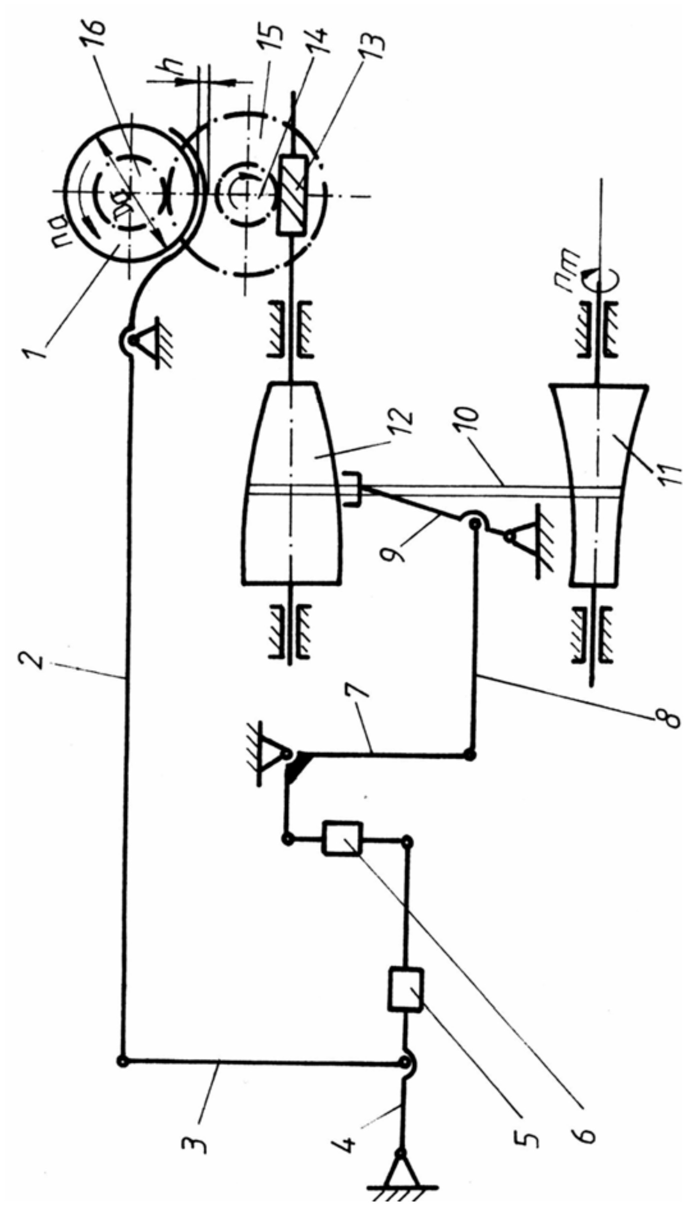


Fig. 2.20

Variațiile grosimii *h* a stratului de material fibros sunt sesizate de pedalele (2) care comandă pârghia de însumare (4) prin intermediul dispozitivelor cu pârghii (3) - figura 2.21.

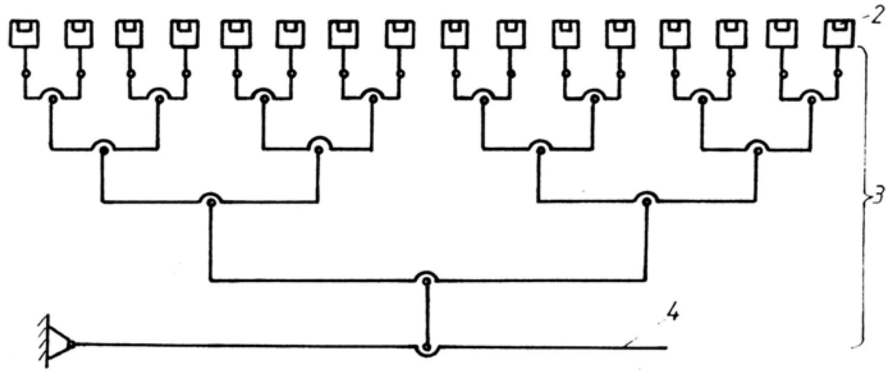


Fig. 2.21

Mişcarea este preluată de tija dispozitivului (6) care, prin intermediul balansierului (7) şi a bielei (8) o transmite furcii (9); dispozitivul (6) permite reglarea inițială a poziției furcii în funcție de grosimea prestabilită a stratului de material fibros.

Cureaua (10), comandată de furca (9) este deplasată pe conoizii motor (11) şi condus (12), schimbând astfel turația cilindrului alimentator prin intermediul transmisiei melcate (13-14) şi a angrenajului cilindric (15-16).

b) Trasarea profilelor la conoizi

În vederea satisfacerii relației (2.15) se impune adoptarea unei geometrii corespunzătoare pentru conoizi, ținând cont de faptul că deplasarea curelei pe aceştia este direct proporțională cu grosimea h a stratului de material fibros.

Dimensiunile longitudinale ale conoizilor, trebuie să asigure acoperirea unui domeniu larg de valori corespunzătoare variațiilor parametrului *h*; (inițial) la un *h*(oarecare) cureaua se va deplasa pe conoizi din poziția inițială H_i în cea comandata *H*, deplasare caracterizată de raportul de transmitere i:

$$i = \frac{\Delta H}{\Delta h} = \frac{H - H_i}{h - h_i} = const. \quad (2.16)$$

Acest raport este asigurat de mecanismul cu bare articulate care are ca element conductor pedalele (2) şi ca ultim element condus furca (9) - figura 2.20.

Dacă se consideră cazul limită când, $h_i = 0$ şi deci $H_i = H_0$, atunci:

$$h = \frac{H - H_0}{i} \quad (2.17)$$

Viteza de alimentare v_a se modifică la orice variaţie a grosimii h prin schimbarea turaţiei n_a a cilindrilor alimentatori :

$$v_a = \frac{\pi \cdot D_a \cdot n_a}{60} \quad (2.18)$$

în care D_a este diametrul cilindrului alimentator în m, iar n_a este turaţia acestuia în rot/min.

Raportul de transmitere i_g între conoidul motor şi cilindrul alimentator este:

$$i_g = \frac{n_m}{n_a} \quad (2.19)$$

în care n_m este turaţia conoidului motor în rot/min.

Acelaţi raport i_g poate fi exprimat ca produs al rapoartelor parţiale de transmitere :

$$i_g = i_c i_{AM} i_{AC} \quad (2.20)$$

în care:

i_c reprezintă raportul de transmitere prin curea, $i_c = \frac{d}{D}(1 - \xi)$,

i_{AM} - raportul de transmitere al angrenajului melcat z_2/z_1,

i_{AC} - raportul de transmitere al angrenajului cilindric,

$$i_{AC} = \frac{z_4}{z_3}$$

d şi D - diametrele instantanee de pe conoizii condus, respectiv conducător.

Cu ajutorul celor două expresii pentru raportul i_g se determină dependenţa dintre turaţia motoare n_m şi cea a cilindrului alimentator:

$$n_a = n_m \cdot \frac{D}{d} \cdot C_2 \quad (2.21)$$

în care constanta C_2 se determină ca raport de transmitere:

$$C_2 = \frac{1}{i_{AM} i_{AC}} = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4} \tag{2.22}$$

Pentru ca în cureaua de pe conoizi să se păstreze tensiune constantă în orice poziție este necesar ca lungimea teoretică a curelei să rămână aceeaşi, deci şi suma diametrelor instantanee de la conoizi să fie constantă :

$$D + d = const. = C_3 \tag{2.23}$$

Înlocuind pe d din relația (2.23) în relația (2.21) se obține:

$$n_a = n_m \cdot \frac{D}{C_3 - D} \cdot C_2 \tag{2.24}$$

Astfel viteza v_a devine:

$$v_a = n_m \cdot \frac{\pi \cdot D_a}{60} \cdot \frac{D}{C_3 - D} \cdot C_2 \tag{2.25}$$

în care ξ reprezintă coeficientul de alunecare al transmisiei prin curea.

Cu această ultimă expresie pentru viteză, împreună cu relația (2.17), condiția (2.15) devine :

$$n_m \cdot \frac{\pi \cdot D_a}{60} \cdot \frac{D}{C_3 - D} \cdot C_2 \cdot \frac{H - H_0}{i} = C_1 \tag{2.26}$$

sau după prelucrări succesive:

$$\left(H - H_0 + \frac{60 \cdot i \cdot C_1}{\pi \cdot D_a \cdot n_m \cdot C_2} \right) \cdot D = \frac{60 \cdot i \cdot C_1 \cdot C_3}{\pi \cdot D_a \cdot n_m \cdot C_2} \tag{2.27}$$

Se poate alege:

$$H_0 = \frac{60 \cdot i \cdot C_1}{\pi \cdot D_a \cdot n_m \cdot C_2} \tag{2.28}$$

Dacă se notează $D = 2R$, se obţine:

$$HR = \frac{30 \cdot i \cdot C_1 \cdot C_3}{\pi \cdot D_a \cdot n_m \cdot C_2} = C \qquad (2.29)$$

Această ultimă relaţie reprezintă ca şi relaţia (2.15), ecuaţia unei hiperbole echilatere, cu axele de coordonate drept asimptote - figura 2.22.

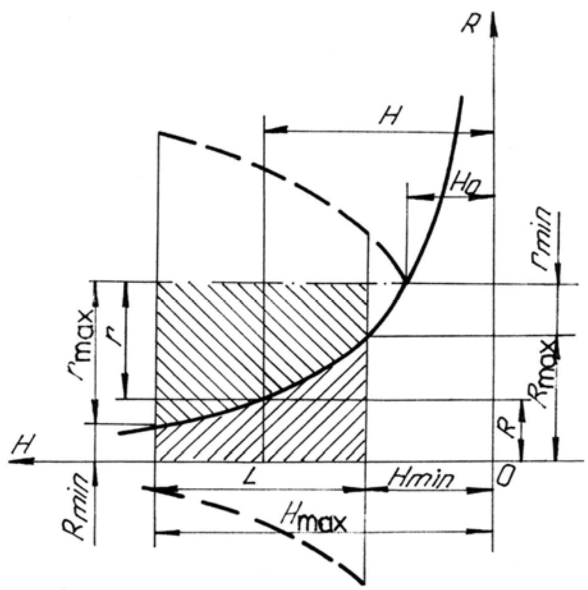


Fig. 2.22

Din curba hiperbolei se preia o parte convenabilă, care va fi curba generatoare atât a profilului conului conducător, obţinut prin rotirea acesteia în jurul axei OH, cât şi a conului condus prin rotirea faţă de o altă axă paralelă cu OH aflată la distanţa $R+r = C_3/2$.

Din raţiuni funcţionale legate de stabilitatea curelei se adoptă cele două limite $H_{min} > H_o$ şi H_{max} între care se defineşte lungimea utilă a conoizilor L:

$$L = H_{max} - H_{min} \qquad (2.30)$$

c) Stabilirea parametrilor de proiectare

- Constanta C_1 este dată tehnologică de bază şi rezultă din producţia prevazută pentru masină.

- Constanta *C3* este definită cu relaţia (2.23). Se recomandă ca D_{med} si d_{med} de la conoizi să fie egale pentru ca unghiurile de înfăşurare ale curelei variatorului, în orice poziţie de funcţionare, să aibe valori cât mai apropiate de 180°.

De asemenea diametrele medii vor fi adoptate cu valori suficient de mari, astfel incât forţa utilă din curea să fie cât mai mică; în felul acesta, deplasarea curelei în lungul conoizilor va fi efectuată într-un timp mai scurt, iar mecanismul devine mai sensibil. Pentru diametrele mijlocii se intâlnesc valori cuprinse în intervalul 100 ... 180 mm.

- Diametrul D_a al cilindrului alimentator trebuie să ofere distanţa minimă suficientă între secţiunea de strângere maximă a fibrelor - figura 2.19, şi direcţia forţei de lovire a organului de batere, ca fibrele lovite să nu rămână stranse între cilindru si pedale; se adoptă pentru D_a valori de 55 ... 76 mm.

- Turaţia conoidului motor n_m se alege cu valori intre 400 ... 1000 rot/min, turaţiile mai mari favorizând sensibilitatea variatorului.

Constanta principală *C* se determină apelând la figura 2.22, iar profilul comun al celor doi conoizi fiind după un arc de hiperbolă, rezultă:

$$H_{min}R_{max} = C \tag{2.31}$$

$$H_{max}R_{min} = C \tag{2.32}$$

$$H_{max} = H_{min} + L \tag{2.33}$$

Din aceste trei relaţii se obţine :

$$C = \frac{R_{\max}R_{\min}}{R_{\max} - R_{\min}} \tag{2.34}$$

Pentru raportul R_{max}/R_{min} se recomandă valori care să nu depăşească 2 ... 2,5, obţinându-se astfel funcţionarea corespunzătoare a curelei.

Valoarea lungimii *L* trebuie să permită deplasarea într-un timp cât mai scurt a curelei pe direcţie axială în funcţionare; condiţia este

satisfăcută la unele maşini pentru L = 250 ... 350 mm.

- Raportul de transmitere definit prin relația (2.16) se stabileşte în funcție de variația maximă Δh_{max} a stratului de material fibros şi variația ΔH_{max} care se adoptă egală cu lungimea utilă L a conoizilor.

- Constanta C_2 se determină cu ajutorul relației (2.29), constantă care depinde de toți parametrii analizați anterior.

$$C_2 = \frac{30 \cdot i \cdot C_1 \cdot C_3}{\pi \cdot D_a \cdot n_m \cdot C} \tag{2.35}$$

Cu valoarea astfel obținută pentru C_2 se stabilesc numerele de dinți la angrenajele melcat şi cilindric din lanțul cinematic variator - cilindru alimentator, cât şi mărimea H_o definită cu relația (2.28).

d) Elemente de calcul organologic

Pentru proiectarea cilindrului alimentator, a angrenajelor melcat şi cilindric şi a transmisiei prin cureaua variatorului de viteză, se impune determinarea puterii consummate P_a de cilindrul alimentator - figura 2.19.

$$P_a = M_{ta} \cdot \omega_a \tag{2.36}$$

în care M_{ta} este momentul de torsiune aplicat pe arborele cilindrului alimentator. Acest moment trebuie să invingă atât momentul de frecare din zona de contact a fibrelor cu pedalele - M_{tp}, cât şi momentul de frecare din lagăre - M_{tl}:

$$M_{ta} = M_{tp} + M_{tl} \tag{2.37}$$

Notând cu F_p forța de apăsare a pedalelor pe cilindru şi cu μ_p coeficientul de frecare masa fibroasă-pedale, se pot stabili expresiile pentru momentele M_{tp} si M_{tl}:

$$M_{tp} = \mu_p \cdot F_p \cdot \left(\frac{D_a}{2} \right) + h \tag{2.38}$$

$$M_{tl} = \mu_l \cdot F_p \cdot d/2 \tag{2.39}$$

în care s-a notat cu d diametrul fusurilor si cu μ_p, coeficientul de

frecare din lagăre.

Cu încărcările M_{ta} si F_p se efectuează calculele organelor componente ale lanțului cinematic conoid motor-cilindru alimentator.

Pentru fibre de bumbac se recomandă coeficienții de frecare cu valoarea $\mu_p \cong 0,4$.

Pentru mecanismul de deplasare al curelei format dintr-un sistem de bare articulate - figura 2.20, se determină reacțiunile din cuplele cinematice apelând la ecuații de echilibru cinetostatic.

Se recomandă :

- asigurarea unei rigiditați corespunzătoare pentru elementele componente care să contribuie astfel la deplasarea rapidă a curelei pe directia axiala a conoizilor;
- jocuri si frecări minime în articulații;
- coeficient de alunecare a curelei ξ = 0,5 ... 0,1;
- utilizarea materialelor cu densitate mică (de ex. aliaje de aluminiu) pentru construirea cilindrului condus, în vederea micşorării inerției acestuia cu efecte favorabile asupra reducerii duratelor de reglare, care pot ajunge la 2 ... 4s.

Regulatorul cu pedale şi conoizi reglează numai volumul stratului de material fibros şi nu masa sa, ceea ce constituie un dezavantaj. Un alt neajuns al acestui mecanism îl reprezintă imposibilitatea reglării grosimii stratului pe lațimea acestuia. Aceste deficiențe conduc la necesitatea stabilirii altor soluții constructive pentru astfel de regulatoare.

2.4.2. Mecanismul regulator cu pedale, conoizi şi diferențial

Schema cinematică pentru un astfel de mecanism intâlnit spre exemplu la maşini bătătoare Rieter cu doua zone de lovire (doi volanți bătători) este prezentată în figura 2.23.

Fiecare zonă de lucru este prevazută cu regulator cu pedale şi conuri, diferențialul fiind montat la conoidul condus al celei de a doua zone.

Prin diferențial este combinată mişcarea cu turația constantă n_p a port-satelitului, cu o mişcare variabilă cu turația n_1, a conoidului condus; se obține o mişcare rezultantă cu turația n_2 la roata centrală receptoare z_{c2} care are rolul de a antrena atât cilindrul alimentator de la a doua zona de lovire, cât şi conoidul motor al primei zone de lovire.

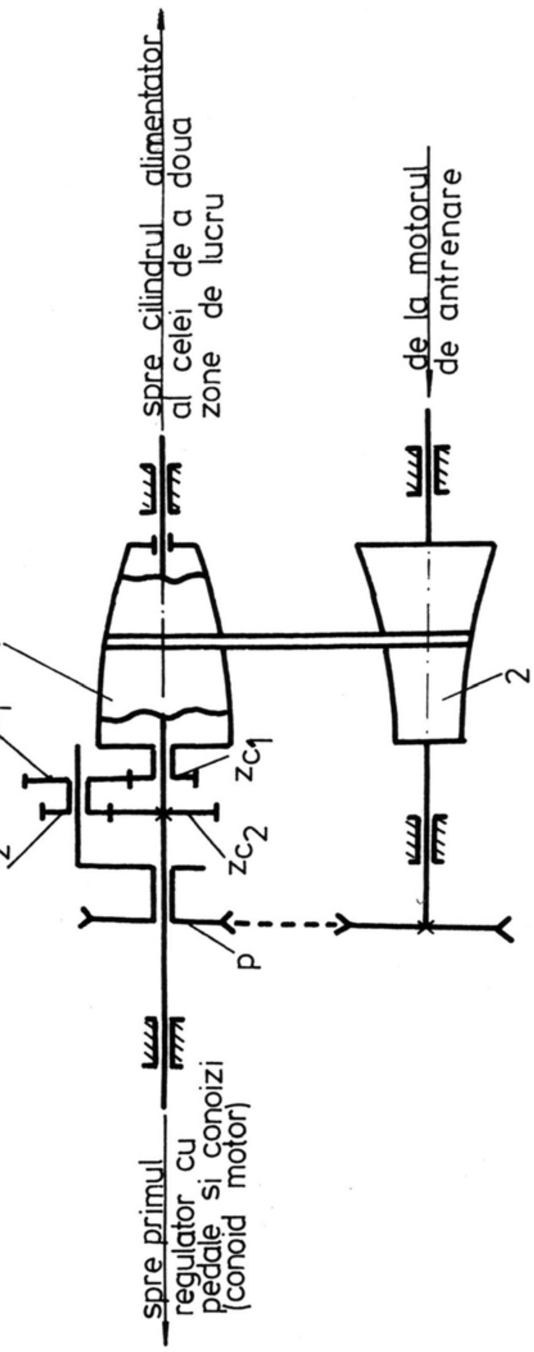

spre cilindrul alimentator
al celei de a doua
zone de lucru
de la motorul
de antrenare
spre primul
regulator cu
pedale și conoizi
(conoid motor)
zs1
zs2
zc1
zc2
1
2
p

Fig. 2.23

Această soluţie realizează un reglaj asupra întregii alimentări a maşinii bătătoare, în sensul diminuării neregularităţii produsului debitat.

Includerea diferenţialului în structură conduce la micşorarea încărcării variatorului de viteză cu care este cuplat, ceea ce favorizează deplasarea mai rapidă a curelei.

În acelaşi timp se impune şi obţinerea unui randament ridicat al diferenţialului; valoarea optimă corespunde situaţiei în care sateliţii nu se rotesc în jurul propriilor axe. Considerând cureaua aşezată în poziţie mijlocie pe conoizi, rezultă condiţia:

$$n_1 = n_2 = n_p \tag{2.40}$$

În vederea stabilirii numerelor de dinţi pentru roţile diferenţialului z_{C1}, z_{C2}, z_{S1}, z_{S2} se pleacă de la relaţia lui Willis:

$$i_d = \frac{n_1 - n_p}{n_2 - n_p} = \frac{z_{S1} z_{C2}}{z_{C1} z_{S2}} \tag{2.41}$$

din care se obţine :

$$n_1 = (1 - i_d) n_p + i_d n_2 \tag{2.42}$$

Pentru satisfacerea condiţiei (2.40), rezultă din (2.42):

$i_d = 0,5$

În această situaţie prin variator se va transmite jumătate din puterea necesară arborelui condus, ceea ce măreşte sensibilitatea variatorului. Diametrele medii de lucru la conoizi trebuie să fie egale.

2.5. Mecanisme pentru formarea şi înfăşurarea păturilor

Această categorie de mecanisme se intâlneşte în structura maşinilor bătătoare care livrează pături sub formă de sul - figura 2.24. Cilindrii presători (1), (2), (3) şi (4), dispuşi pe direcţie verticală, exercită o forţa de apăsare F_e de 12000 ... 20000 N distribuită pe întreaga lor lungime, contribuind astfel la compactizarea şi netezirea păturii de fibre (5), provenită de la tamburul sită. Forţa de apăsare se exercită asupra lagărelor care

susțin cilindrii, find realizată cu pârghii şi greutăți, cu arcuri, hidraulic sau pneumatic. Ghidarea lagărelor (6) pe verticală, se obține cu ajutorul culisei (7). Pentru evitarea aderării fibrelor din straturile alăturate, care ar dăuna desfăşurării corecte a sulurilor în faza cardării, se prevede ca vitezele periferice ale celor patru cilindri să corespundă inegalității:

$$v_4 < v_3 < v_2 < v_1 \tag{2.43}$$

Această condiție trebuie să conducă la obținerea unui laminaj total *L* de 1,1 ... 1,5, determinat cu ajutorul laminajelor parțiale:

$$L = L_1 \cdot L_2 \cdot L_3 \tag{2.44}$$

Pentru intervalele de valori ale diametrelor cilindrilor presători se recomandă 110 ... 130 mm la primii trei cilindri şi 140 ... 180 mm la cilindrul inferior.

Antrenarea cilindrilor se realizează prin intermediul angrenajelor cu dinți drepți, ca în figura 2.25, roata z_1 fiind conducătoare pentru întreg grupul.

Numerele de dinți se determină astfel încât să fie satisfăcute condițiile (2.43) şi (2.44), apelând la expresiile vitezelor periferice şi la rapoartelor de transmitere:

$$v_j = L_j^k v_{j+1} = \frac{\pi D_j n_j}{60} \tag{2.45}$$

$$i_{j,j+1} = \frac{n_j}{n_{j+1}} = \frac{z_{j+1}}{z_j} = \frac{L_j D_{j+1}}{D_j} \tag{2.46}$$

cu j = 1, 2, 3, 4; k = 1 pentru j = 1, 2, 3 si k = 0 pentru j = 4.

La trecerea păturii printre cilindri se modifică distanțele dintre axele roților dințate, ceea ce conduce la utilizarea unor danturi, având înălțimea dinților şi jocul lateral cu valori mai mari față de danturile obişnuite. Şocurile care apar în astfel de condiții sunt slabe, întrucât turațiile cilindrilor sunt de 15 ... 30 rot/min.

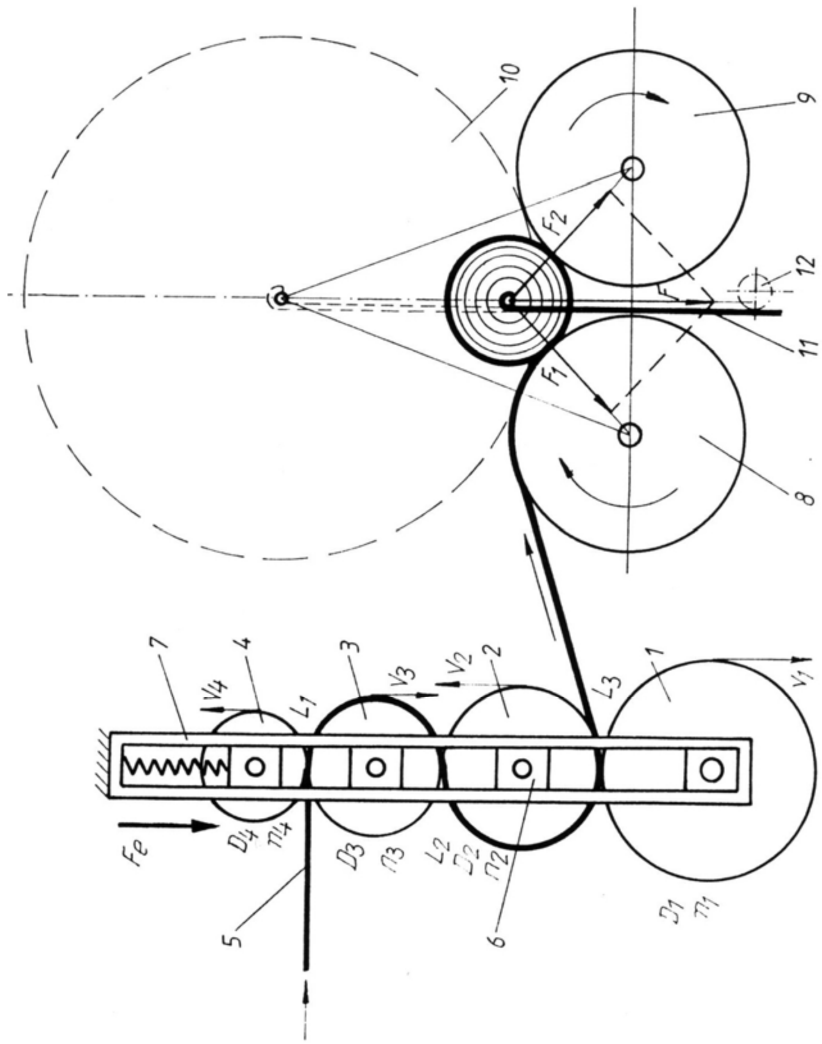

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
F1
F2
Fe
V1
V2
V3
V4
L1
L2
L3
D1
D2
D3
D4
n1
n2
n3
n4

Fig. 2.24

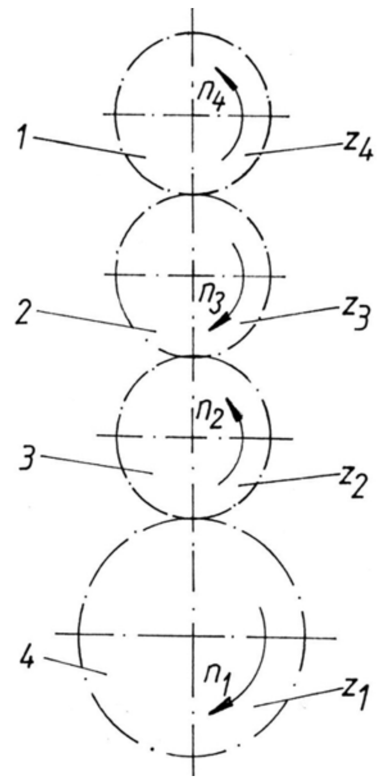


Fig. 2.25

De la cilindrul presător (1) - figura 2.24, pătura (5) este preluată de către sistemul de infăşurare alcătuit din elementele (8), (9), (10), (11) şi (12). Cilindrul sulului (10) este apăsat pe cilindrii infăşurători (8) şi (9), cu ajutorul a două cremaliere (11), având o extremitate sub forma de carlig; forța totală de apăsare F este menținută de către o roata dințată (12), care angrenează cu cremaliera şi căreia i se crează un moment rezistent, fie de la un mecanism cu frână mecanică, fie de la un mecanism pneumatic, utilizat la maşini moderne. Componentele F_1 si F_2 care se exercită asupra sulului variază odată cu modificarea diametrului acestuia:

$$F_1 = F_2 = \frac{F}{2\cos\alpha\,\alpha/2} \qquad (2.47)$$

Tehnologic, se recomandă ca forţele F_1 şi F_2 să fie constante, condiţie care impune valori variabile ale forţei F şi structuri adecvate ale mecanismelor care comandă cremaliera (11).

În cazul utilizării unui mecanism pneumatic - figura 2.26, forţa de apăsare F este obţinută cu ajutorul presiunii aerului comprimat, introdus prin conducta de alimentare (13) în cilindrul (14); pistonul (15), care are prevăzut pe tijă o cremalieră, acţionează asupra roţii dinţate (12), realizând deplasarea cremalierei cu cârlig (11).

Dirijarea aerului se face prin intermediul ventilului multiplu de distribuţie (16) şi al conductelor. Pentru crearea forţei de frânare F se introduce aer prin conducta (13) cu presiunea p:

$$F = p\frac{\pi D^2}{4} \tag{2.48}$$

in care D este diametrul cilindrului.

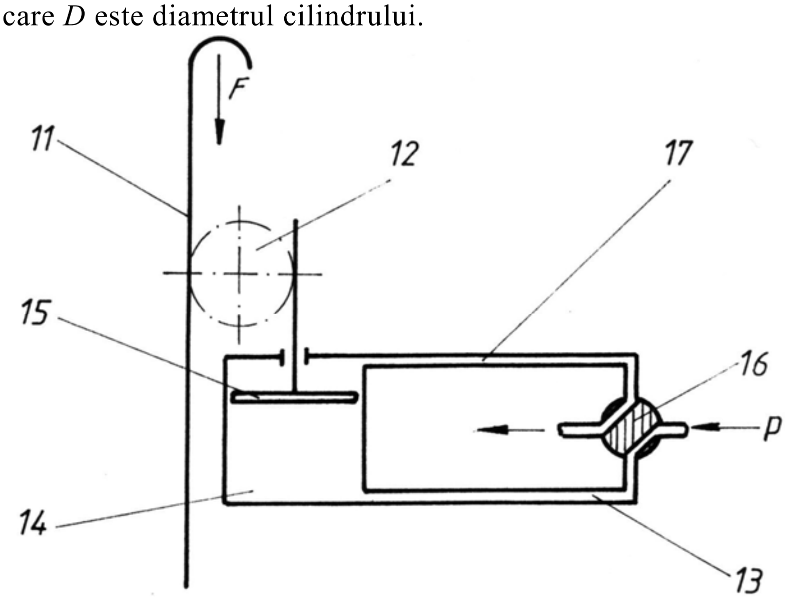


Fig. 2.26

La terminarea umplerii sulului, printr-o comandă adecvată, se acţionează asupra ventilului multiplu, care permite introducerea aerului comprimat prin conducta (17) odată cu scăderea presiunii de partea opusă a pistonului; astfel, cremaliera cu cârlig eliberează sulul plin cu material.

În vederea obţinerii unor valori constante pentru forţele de apăsare F_1 si F_2 se impune o alimentare a mecanismului pneumatic cu presiune variabilă, printr-un regulator corespunzător. Forţa constantă de apăsare pe sul se realizează şi în cazul în care înfăşurarea sulului este efectuată de către un singur cilindru infăşurător (bătător Textima).

Cremaliera cu cârlig (11) - figura 2.27, se execută cu secţiune dreptunghiulară sau rotundă; pe capătul în formă de cârlig se montează rolele de sprijin (18) şi (19) care înlocuiesc astfel frecarea de alunecare dintre cârlig şi cilindrul sulului cu frecare de rostogolire.

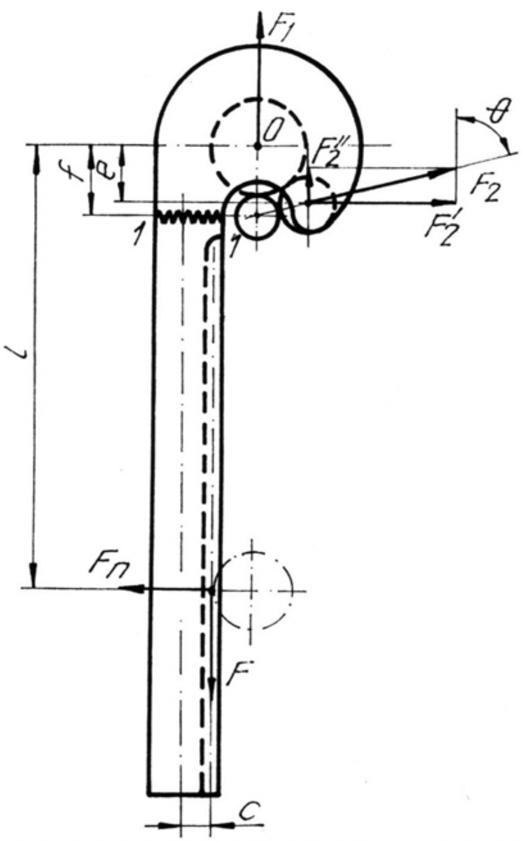


Fig. 2.27

Asupra cremalierei acţionează un sistem de patru forţe:

F_1 si F_2 - care provin de la rolele de sprijin ;

F – forţa de apăsare tehnologică cunoscută ;

F_n - reacţiunea normăla dintre roata dinţată si cremalieră.

Cu ajutorul acestor forţe se realizează calculele de proiectare pentru cremalieră. Secţiunea 1-1 este cea mai puternic solicitată - încovoiere şi întindere:

$$\sigma_{i\max} = \pm \frac{M_{i\max}}{W_z}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A}$$

în care :

$M_{i\max} = F_n(l_{\max} - f) + F_c$ (l_{max} – pentru sulul plin);

W_z – modulul de rezistenţă axial al secţiunii 1-1;

Cele două eforturi unitare normale dau un efort rezultant:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{i\max} + \sigma_t$$

Determinarea forţelor se efectuează cu ajutorul ecuaţiilor de echilibru static.

Capitolul 3

CARDE

Produsele livrate de agregatele de amestecare-destrămare-curățire conțin numeroase ghemotoace de fibre, mai mult sau mai puțin desfăcute, cu un procent mare de impurități si fibre defecte, în funcție de calitatea materiei prime, de eficacitatea destrămării si curățirii.

Procersul de cardare continuă acțiunea de desfacere a ghemotoacelor, până la obținerea unui grad avansat de individualizare a fibrelor, în paralel cu eliminarea impuritaților şi fibrelor defecte.

Cu cât cardarea este mai eficientă, cu atât şi firul final va fi calitativ mai bun.

Schema tehnologică pentru cardă destinată fibrelor tip bumbac este prezentată în figura 3. l.

Principalele mecanisme şi organe specifice ale cardelor tratate în acest capitol sunt:

- mecanismele de acționare,
- garniturile elastice si rigide,
- cilindrii rupători, principali, perietori, întorcători, lucrători, mecanismele pentru preluarea vălului, mecanismele de formare a benzii şi depunere în căni.

Structurile cinematice ale majorității subansamblurilor componente sunt astfel realizate, încât, în regim de funcționare, organele descriu mişcări de rotație uniforme; în consecință, la calculul acestora nu intervin momentele forțelor de inerție.

Există însă şi repere care au mişcări oscilante asupra cărora acționează forțe de inerție importante, cum sunt mecanismul pieptenului oscilant, mecanismele manşoanelor frecătoare de la cardele de lână şi vigonie. Alte organe ce compun carda, caracterizate prim mişcări complexe funcționează cu viteze şi solicitări reduse, dimensionarea lor bazându-se doar pe condițiile cinematice şi constructive impuse, ca de exemplu

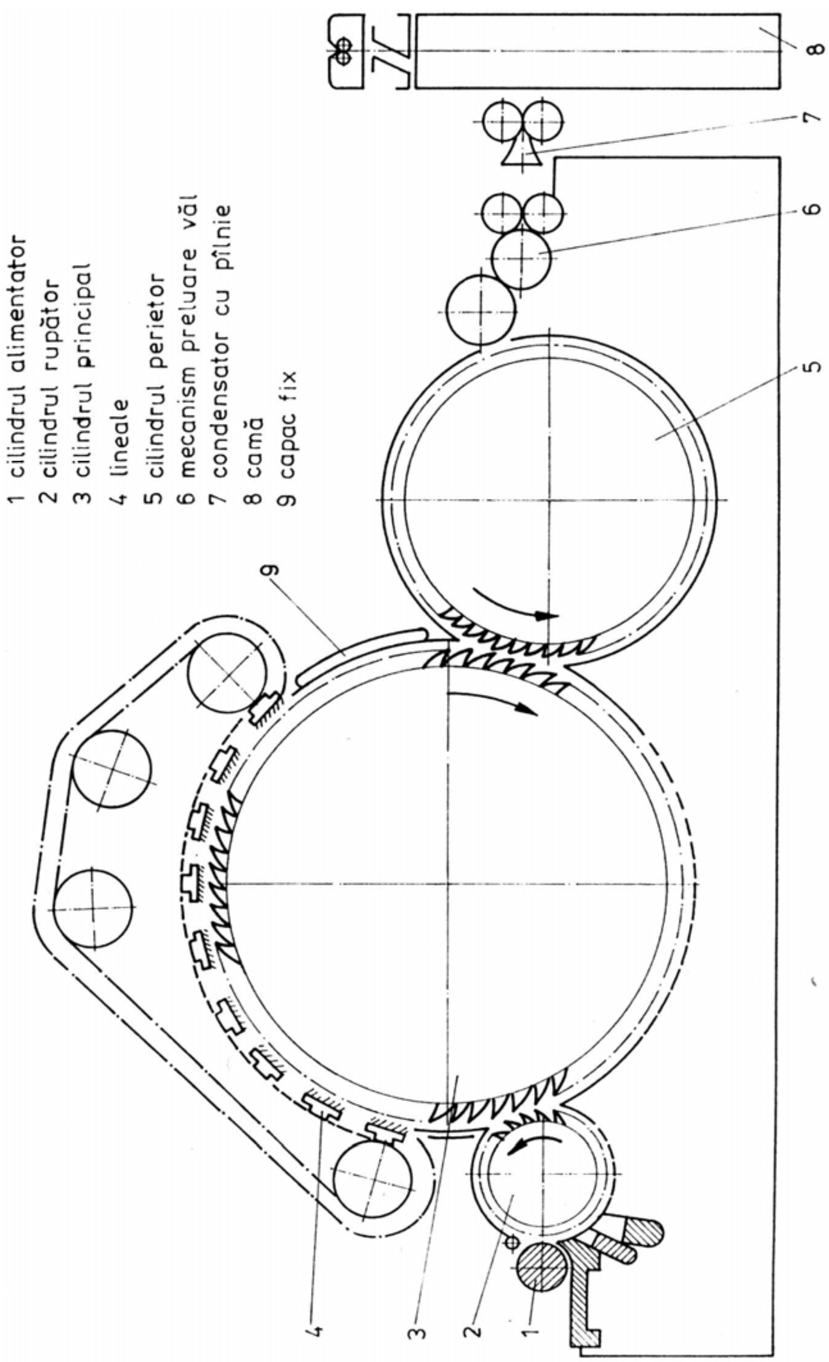

1 cilindrul alimentator
2 cilindrul rupător
3 cilindrul principal
4 lineale
5 cilindrul perietor
6 mecanism preluare văl
7 condensator cu pîlnie
8 camă
9 capac fix
1
2
3
4
5
6
7
8
9

Fig. 3.1

pieptenii pentru curațirea linealelor, cântarele automate, pieptenii egalizatori din lăzile alimentatoare.

Din punct de vedere tehnologic, îndeosebi la fibrele tip bumbac, este necesară respectarea ecartamentelor care impun precizie ridicată de execuție şi de funcționare pentru o serie de organe de lucru.

O particularitate tehnologică importantă o constituie faptul că rezistențele tehnologice sunt neglijabile. Excepțiile se întilnesc la maşinile pentru fibre liberiene aspre.

3.1. Acționarea cardelor

Acționarea trebuie să permită amortizarea şocurilor de pornire, pornire lentă şi progresivă fără încărcarea excesivă a motoarelor de antrenare, inversarea sensurilor de rotație la polizarea garniturilor de pe cilindri. În plus carda trebuie prevăzută cu o frâna care să realizeze durate scurte de oprire.

3.1.1. Soluții constructive

Pentru acționarea cardelor se folosesc electromotoare fixate de batiul maşinilor, cilindrii principali fiind antrenați prin intermediul unor transmisii prin curele, lanțuri, roți dințate sau roți de fricțiune.

Pornirile lente şi progresive se obțin în mod curent cu ajutorul unor cuplaje de fricțiune montate pe arborele cilindrului principal sau prin folosirea unor electromotoare speciale cu dispozitive auxiliare de comandă. La soluțiile cu transmisii prin roți de fricțiune pornirea se realizeaza prin patinare.

În figura 3.2 sunt prezentate două scheme de acționare:

a) prin curele trapezoidale si cuplaj de fricțiune;

b) prin roți de fricțiune.

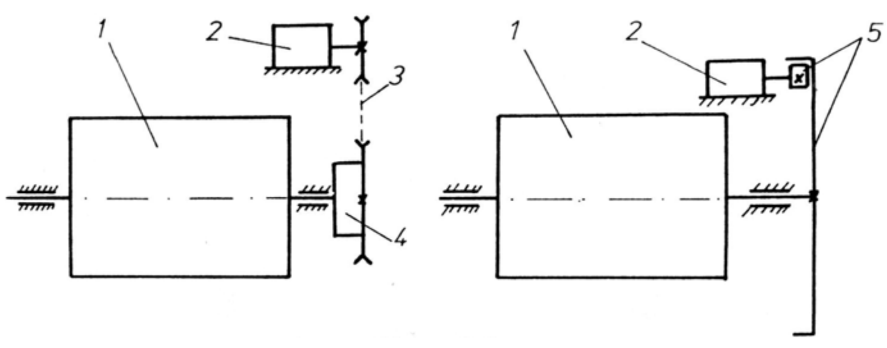


Fig. 3.2

Schema de principiu a cuplajului cardei de bumbac "Unirea" Cluj-Napoca tip C - figura 3.3, conține:

1 – roată pentru curele trapazoidale (liberă pe arborele cilindrului principal),

2 - platou de presiune care se roteşte odată cu roata (1) şi poate executa scurte mişcări axiale,

3 - disc de fricțiune cu inele ferodou fixat pe arbore,

4 - arcuri care apasă asupra platoului (2),

5 - bolțuri fixate pe roata (1), necesare susținerii arcurilor (4), dispuse echidistant,

6 - pârghii pentru decuplarea platoului (2),

7 - degete de apăsare fixate de (2),

8 - manşon de manevră

9 - rulment de presiune.

Transmisiile cu lanț ca şi cele cu roți dințate sunt de tip închis cu băi de ulei.

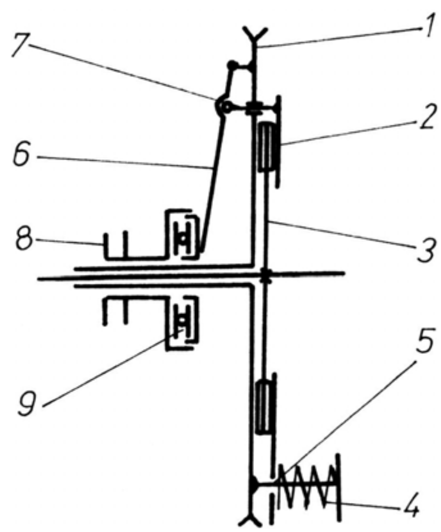


Fig. 3.3

3.1.2. Elemente de calcul

a) Calculele organologice se execută în conformitate cu metodologiile cunoscute pentru roți dințate, roți de fricțiune, transmisii prin curele, prin lanțuri, arbori, ambreiaje, rulmenți, arcuri etc.

Dimensionarea organelor componente se efectuează pe baza momentului nominal de rotație provenit de la electromotor, luându-se în considerare factorii care intervin în cazul solicitărilor variabile.

Se impune verificarea la solicitarea statică maximă creată de momentul de rotație maxim care acționează în perioada de pornire a maşinii.

b) Calculul duratei de pornire t_p se realizează cu relația (1.10):

$$t_p = \frac{\omega_{en} J_{red}}{M_{max} - M_t}$$

Momentul de inerție redus J_{red} este:

$$J_{red} = J_e + J_{rj} \tag{3.1}$$

în care, J_e este momentul de inertțe al electromotorului de acționare (rotor + arbore + roată antrenare),

J_{rj} - momentul de inerție al elementului j redus la arborele electromotorului;

$J_{rj} = \frac{J_j}{i_j}; i_j = \frac{\omega_e}{\omega_j}$ - raportul de transmitere electromotor-element j.

Momentul rezistent static redus M_r se determină cu relația:

$$M_r = \sum M_{rj} = \sum M_j \frac{1}{i_j} \frac{1}{\eta_j} \tag{3.2}$$

in care, M_{rj} este momentul rezistent static redus al elementului j,

M_j - momentul static al elementului j,

η_j - randamentul transmisiei de la electromotor la elementul j.

c) Calculul duratei de oprire a cardei se realizeaza cu o relație asemănătoare ca pentru pornire:

$$t_0 = \frac{\omega_{en} J_{red}}{M_r + M_{fr}} \tag{3.3}$$

în care M_{fr} este momentul de frânare redus la arborele electromotorului

realizat de frâna montată pe arborele cilindrului principal al maşinii.

Din analiza relaţiilor ce determină duratele de pornire şi oprire, rezultă că pentru scurtarea acestora este necesară micşorarea momentului de inerţie J_{red}, îndeosebi prin micşorarea masei cilindrilor şi a diametrelor în limitele admise de tehnologie. Trebuie luate în considerare şi recomandările din § 1.3.3.

3.2. Garnituri de cardă

În procesul de cardare principalul rol tehnologic revine garniturilor de cardă care sunt montate pe cilindrii (rupători, principali, perietori, lucrători, întorcători) şi lineale.

În funcţie de tipul de fibră prelucrat pot fi folosite, la diferite organe lucrătoare, garnituri elastice, rigide şi semirigide.

3.2.1. Forma şi poziţia acelor la garniturile elastice

Garniturile elastice sunt formate dintr-un numar de ace din oţel de arc, îndoite în formă de U şi aşezate într-un suport textil; suportul, sub formă de bandă este alcătuit din 3-7 straturi de ţesături lipite între ele. În figura 3.4 sunt redate principalele elemente constructive ale garniturilor elastice.

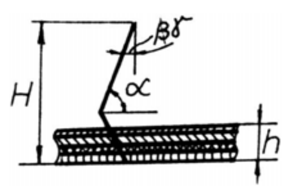


Fig. 3.4

Notaţiile din figură reprezintă:

- γ - unghiul de atac;
- α - unghiul de cardare;
- h - grosimea suportului;
- H - înalţimea totală a garniturii.

Pe lângă aceste caracteristici sunt importante fineţea garniturilor exprimată prin desimea de aşezare a acelor şi diametrul sârmelor.

Pentru garniturile elastice se pot folosi atât ace drepte, cât şi ace cu genunchi – figura 3.5. Valorile unghiului de cardare α se stabileşte pe baza unor considerente de ordin tehnologic; de exemplu, pentru fibre tip

bumbac, $\alpha = 70...75^0$, iar pentru fibre tip lână, $\alpha = 62...65^0$.

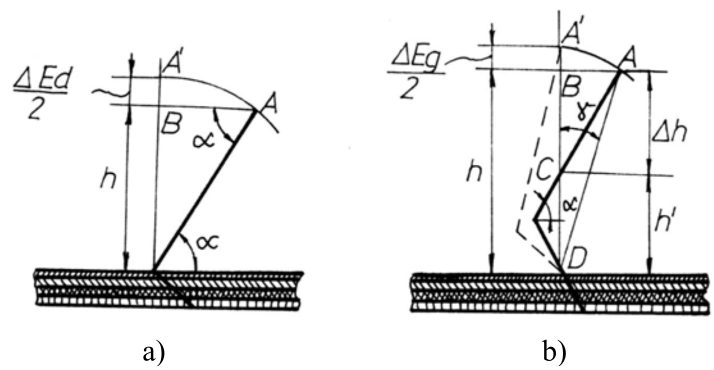


Fig. 3.5

Sub acțiunea forțelor de cardare acele sunt deviate mai mult sau mai puțin în funcție de mărimea ghemotoacelor şi drept urmare ecartamentele capătă valori variabile, schimbând condițiile de lucru. Modificarea ecartamentelor este sensibil mai redusă la acele cu genunchi.

Situația cea mai defavorabilă apare atunci când vârful acului A ajunge pe direcția normalei la garnitură (în punctul A') trasată prin punctul de încastrare în suport a piciorului.

Considerând ca variația maximă a ecartamentului ΔE se distribuie în mod egal celor două garnituri care lucrează față în față, rezultă:

$$\Delta E_d = 2\left(\frac{H}{\sin\alpha} - H\right) = 2H(1/\sin\alpha - 1) \tag{3.4}$$

$$\Delta E_g = 2\left(\frac{H}{\cos\gamma} - H\right) = 2H(1/\cos\gamma - 1) \tag{3.5}$$

Pentru unghiul γ se recomandă valori între $3…6^0$ în cazul bumbacului, deoarece forțele obişnuite de cardare deviază acele cu $3…4^0$.

Spre exemplu, când H = 10mm (bumbac), $\alpha = 75^0$, $\gamma = 4^0$, rezultă $\Delta E_d = 0{,}72$ mm. Cum la cardarea bumbacului ecartamentele necesare sunt de ordinul E = (0,05…0,2) mm, rezultă că trebuie utilizate ace cu

genunchi.

Polizarea garniturilor elastice cu ace cu genunchi (montate pe cilindrii respectivi) se poate executa până când vârfurile acelor ajung în punctul *C* situat pe perpendiculara *A'D* - figura 3.5.

Când sunt necesare ecartamente mici între organele lucratoare este posibil ca acele să se întrepătrundă.

Înalţimea de uzură ΔH corespunzătoare se determină astfel:

$$\Delta H = BC = AB \cdot tg\alpha = h \cdot tg\gamma \cdot tg\alpha \tag{3.6}$$

Operaţia de polizare este necesară în vederea obţinerii preciziei la cilindricitate impusă de procesul tehnologic.

Corespunzător datelor din exemplul adoptat anterior rezultă $\Delta H = 2{,}6$ mm.

3.2.2. Garnituri rigide

Garniturile rigide sunt confecţionate din sârmă de oţel cu profil special având ştanţaţi dinţi de fierăstrău - figura 3.6, cu o geometrie care depinde de materia primă prelucrată şi de organul de lucru pe care se montează.

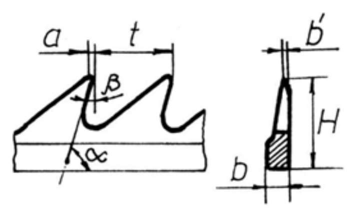


Fig. 3.6

Notaţiile din figură reprezintă:

t – pasul dinţilor;

a, b' - dimensiunile vârfului acului;

α - unghiul de cardare;

β - unghiul de atac;

b – laţimea la bază a garniturii;

H – înălţimea garniturii.

Utilizarea garniturilor elastice, în comparaţie cu cele rigide, prezintă o serie de deficienţe care limitează productivitatea (prin umplerea la

intervale scurte a garniturilor cu fibre care necesită curățiri frecvente) şi calitatea produsului (prin creşterea numărului de nopeuri şi a neregularității benzii); totodată, consumul de materii prime este mai mare.

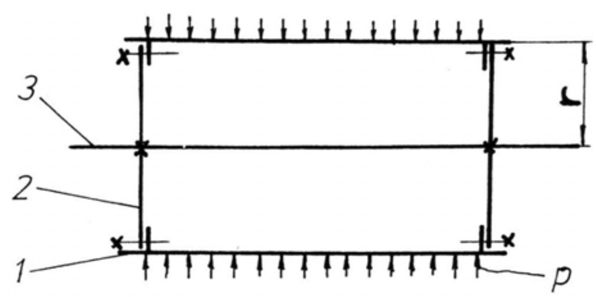
Datorită avantajelor oferite de garniturile rigide rezultă eficiența economică mărită a cardelor care utilizează astfel de garnituri.

Materialele şi tratamentele termice trebuie să ofere o bună aşezare a bazei garniturii pe cilindrii, atunci când aceasta este înfăşurată cu forțe mici de întindere, bună rezistență la uzura dinților. În acest scop se adoptă sârma profilată din oțel cu aproximativ 0,5% carbon, tratată termic astfel ca baza să aibă duritate scăzută (20 - 25 HRC) şi alungire 15 - 25%, iar după tăierea dinților, vârfurile acestora în urma călirii să capete o duritate de 55 - 58 HRC.

Pentru fibre tip bumbac, se impune ca înălțimea dinților să fie executată cu o precizie ridicată pentru cilindrii principal şi perietor şi lineale; se recomandă abateri față de dimensiunea nominală de ± 0,005 mm ($\Delta H = 0{,}01\,\text{mm}$).

3.3. Cilindrii cardelor

Aceste organe de lucru ale cardelor reprezintă cilindri cu pereți subțiri, fixați la capete pe cate doi suporți circulari, prevăzuți cu spițe, montați pe arbori - figura 3.7.



1 – inveliş; 2 – capac; 3 – arbore principal.
Fig. 3.7

Soluțiile constructive adoptate pentru invelişurile cilindrice sunt:

- fără nervuri de rigidizare - figura 3.7;
- cu nervuri de rigidizare circulare - figura 3.8 a) şi circulare+longitudinale - figura 3.8 b), (rar utilizate).

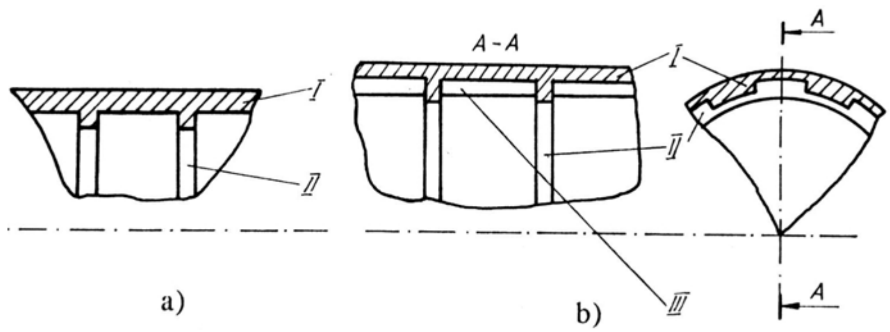


Fig. 3.8

Învelişurile se execută din fontă sau tablă de oţel laminat.

Pentru o bună comportare în exploatare, cilindrul trebuie să îndeplinească, sub aspect mecanic, următoarele condiţii de bază :

- precizie ridicată la cilindricitate (± 0,01 mm, la carde tip bumbac);
- deformaţii radiale limitate ale invelişului sub acţiunea presiunii şi a forţei centrifuge $(\delta_{\max} \leq \delta_a)$;
- rezistenţă mecanică la acţiunea presiunii *p*, a forţei centrifuge şi la aşezarea pe sol;
- stabilitate elastică;
- stabilitate dimensională în timp;
- masă şi dimensiuni cât mai reduse pentru micşorarea momentului de inerţie;
- echilibrare dinamică.

Dacă deformaţiile radiale ale invelişului cilindric provocate de presiunea *p* capătă valori peste o anumită limită, atunci nu se mai poate obţine o cardare suficient de uniformă pe laţimea maşinii.

Deformaţiile radiale sunt influenţate şi de forţa centrifugă a învelişului şi garniturii la turaţii ridicate. În cazul în care eforturile unitare admisibile corespunzătoare materialului învelişului cilindric sunt depăşite, pot apărea deformaţii permanente sau ruperi ale acestuia.

Eforturile unitare care apar în înveliş provin de la presiunea exterioară exercitată de garnitura înfăşurată pe cilindru, greutatea proprie a acestuia şi de la forţa centrifugă a învelişului, pentru cazul când tamburul se află în regim normal de funcţionare.

Se impune ca învelişul să fie destul de rezistent pentru a nu se

deteriora în timpul transportului sau atunci când este aşezat pe sol fără suporţi la capete.

Pierderea stabilităţii elastice a învelişului cilindric poate să se producă în cazul în care presiunea exercitată de garnitura înfăşurată pe cilindru depăşeşte valoarea critică admisibilă; la pierderea stabilităţii elastice, învelişul capătă abateri de la forma circulară. Acest fenomen a fost întalnit deseori la cilindrii principali unde garnitura elastică a fost înlocuită cu garnitură rigidă care exercită presiuni mai mari asupra învelişului.

Stabilitatea dimensională în timp la învelişurile cilindrice de la carde se obţine prin detensionare naturală şi artificială, în vederea eliminării apreciabile a tensiunilor interne care apar, atât la construcţii executate prin turnare din fontă, cât şi la cele executate prin sudare din oţel.

Detensionarea naturală se aplică la învelişurile cilindrice din fontă, prin expunerea acestora, timp de aproximativ 6 luni în aer liber, cu axa asezată pe verticală; detensionarea artificială se realizează prin incălzire şi răcire lentă în cuptoare adecvate.

Faţă de condiţiile prezentate anterior rezultă că pentru învelişurile cilindrice sunt necesare calcule cu privire la:

- deformaţii radiale maxime şi eforturi unitare maxime pentru regimul normal de funcţionare;
- stabilitate elastică;
- eforturi unitare pentru cazul când invelişul este aşezat pe sol.

În paragrafele urmatoare se vor prezenta calculele menţionate mai sus atât pentru învelişuri fără nervuri de rigidizare, cât şi pentru cele prevăzute cu astfel de elemente de întărire.

3.3.1. Calculul deformaţiilor radiale maxime şi a eforturilor unitare maxime pentru regimul normal de funcţionare în cazul învelişului fără nervuri de rigidizare

Pentru calcule se impun următoarele ipoteze:

- învelişul fără nervuri de rigidizare se consideră cu grosime constantă (h = const.);
- tensiunile interne din înveliş, se consideră normalizate înainte de înfăşurarea garniturii ;
- suporţii circulari cu spiţe de la capete se consideră perfect rigizi;
- învelişul cilindric principal este asimilat cu un vas cilindric cu pereţi subţiri; se consideră vas cu pereţi subţiri întrucât raportul h/r este mai mic decât 0,064 (h - grosimea invelişului, r - raza mijlocie);

- forța F de întindere a garniturii la înfăşurare se adoptă cu valoare constantă în tot timpul înfăşurării;

- presiunea exercitată de garnitură se consideră uniform repartizată pe întreaga suprafață exterioară a învelişului;

- se neglijează efectele forțelor de greutate. Pentru determinarea presiunii p se consideră o porțiune elementară de garnitură rigidă înfăşurată pe cilindru asupra căreia acționează forța de întindere F şi reacțiunea normală ΔN din partea învelişului - figura 3.9.

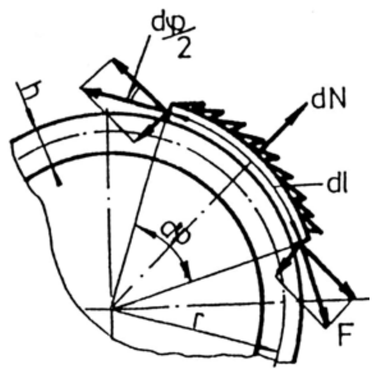


Fig. 3.9

Notând cu b lațimea garniturii la bază, presiunea care se exercită asupra învelişului va fi :

$$p = \frac{dN}{b \cdot dl} = \frac{F \cdot d\varphi}{b \cdot r \cdot d\varphi} = \frac{F}{b \cdot r} \quad (3.7)$$

deoarece la echilibru :

$$2 \cdot F \cdot \sin \varphi/2 = dN \quad (3.8)$$

având unghiul $d\varphi$ foarte mic,

$$F \cdot d\varphi = dN \quad (3.9)$$

3.3.1.1. Efortul unitar şi deformația radială la învelişul cilindric liber la capete

Se consideră că solicitarea provine numai de la presiunea p exercitată de garnitura montată pe înveliş (se neglijează forța centrifugă).

Deformațiile radiale provocate de p vor fi aceleaşi în toate secțiunile - figura 3.10.

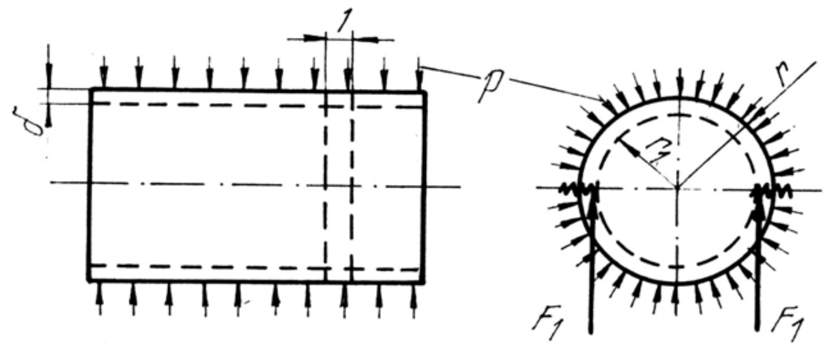


Fig. 3.10

Calculele se efectuează pentru o porţiune de înveliş cilindric asimilată sub forma unui inel cu lungimea pe generatoare egală cu unitatea; comportarea acestuia privind efortul unitar şi deformaţia radială este identică cu a întregului înveliş.

Când $p = 0$ învelişul este nedeformat, având raza r; la apariţia presiunii învelişul capată raza r_i, diferenţa (r - r_i) reprezentând deformaţia radială δ.

Într-o secţiune longitudinală prin inelul cu lungimea egală cu unitatea, se exercită, datorită presiunii p, o forţa F, care provoacă efortul unitar de compresie σ_1.

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_1}{h \cdot l} = \frac{p \cdot r \cdot l}{h \cdot l} = p \cdot \frac{r}{h} \tag{3.10}$$

Elementele de calcul prezentate sunt valabile atâta timp cât presiunea exterioară $p \prec p_{cr}$, p_{cr} fiind presiunea critică la care se pierde stabilitatea; dacă $p \succ p_{cr}$ învelişul pierde forma cilindrică şi pe langă eforturile de compresie apar şi eforturi de încovoiere.

Presiunea critică este dată de relaţia cunoscută din teoria elasticităţii:

$$p_{cr} = E \frac{h^3}{4 \cdot r^3 \cdot \left(1 - \mu^2\right)} \tag{3.11}$$

în care μ este coeficientul lui Poisson şi E modulul de elasticitate. Dacă $p \prec p_{cr}$, deformaţia radială este :

$$\delta = r - r_1$$

Lungimea cercului de rază r_1 se poate calcula cu relația:

$$r_1 = r - r \cdot \varepsilon \tag{3.12}$$

în care ε este deformația specifică de compresie. Rezultă:

$$r - r_1 = \delta = r \cdot \varepsilon \tag{3.13}$$

Deformația specifică ε conform legii lui Hooke este:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_1}{E} = p \cdot \frac{r}{h} \cdot \frac{1}{E} \tag{3.14}$$

Ținând seama de relația (3.7) rezultă:

$$\delta = \frac{p \cdot r^2}{h \cdot E} \tag{3.15}$$

$$\delta = \frac{F \cdot r}{b \cdot h \cdot E} \tag{3.16}$$

$$\delta = \frac{p}{k} \tag{3.17}$$

în care, $k = h \cdot \frac{E}{r^2}$ reprezintă rigiditatea mediului elastic.

Pentru efortul unitar σ_1 rezultă şi expresia:

$$\sigma_1 = \delta \cdot \frac{E}{r} \tag{3.18}$$

3.3.1.2. Deformațiile radiale la învelişul rezemat la capete pe soporți rigizi

Suporții circulari de la capete - figura 3.11, împiedică deformația liberă a invelişului sub acțiunea presiunii p; pe langă eforturi de compresie apar la înveliş şi eforturi de încovoiere.

Întrucât gradul de încastrare este mai mare în dreptul şuruburilor față de intervalul dintre acestea, se vor studia deformațiile radiale pentru variantele extreme: încastrare (I) şi simplă rezemare (II).

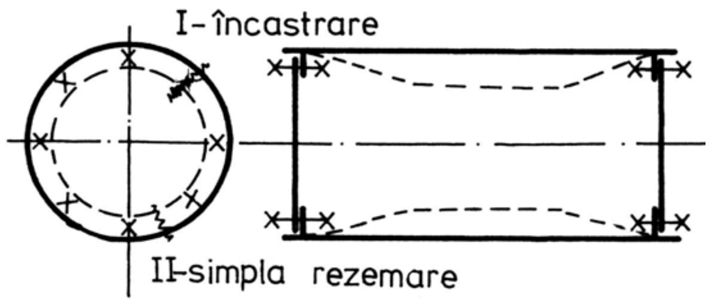


Fig. 3.11

a) Stabilirea ecuației fibrei deformate

Se folosește metoda de calcul de la vasele cilindrice cu pereți subțiri cu funduri rigide, supuse la presiuni exterioare uniform repartizate.

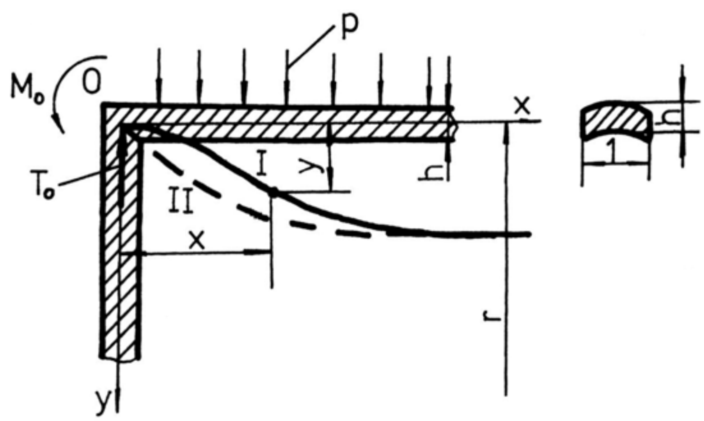


Fig. 3.12

Se consideră o porțiune de înveliș decupată pe direcția unei generatoare de lățime egală cu unitatea și de grosime h (grosimea învelișului). Această porțiune reprezintă o grindă așezată pe teren elastic, având coeficientul de rigiditate:

$$k = E \cdot \frac{h}{r^2} \text{ - figura 3.12.}$$

La capete, sub acțiunea presiunii p apare numai forța tăietoare T_o,

când grinda este simplu rezemată (II); când grinda este încastrată (I) apare şi momentul încovoietor M_o.

Ecuaţia diferenţială a fibrei deformate este :

$$D_c \cdot \frac{d^4\gamma}{dx^4} + k \cdot \gamma = p\,, \tag{3.19}$$

în care D_c reprezintă rigiditatea cilindrică la încovoiere a învelişului şi se determină cu relaţia :

$$D_c = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot \left(l - \mu^2\right)} \tag{3.20}$$

Împărţind relaţia (3.19) prin D_c şi apelând la relaţia (3.17) se obţine:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + \frac{k}{D_c} y = \frac{p}{D_c} = \frac{k}{D_c}\delta \tag{3.21}$$

Notând $\frac{k}{D_c} = 4 \cdot \beta^4$ şi împărţind prin β^4 rezultă:

$$\frac{d^4 y}{d(\beta x)^4} + 4y = 4\delta \tag{3.22}$$

în care:

$$\beta = \sqrt[4]{3\frac{1-\mu^2}{r^2 \cdot h^2}} \tag{3.23}$$

Ecuaţia (3.22) are ca soluţie particulară $y = \delta$ pentru p = const.

Pentru ecuaţia omogenă:

$$\frac{d^4 y}{d(\beta x)^4} + 4y = 0 \tag{3.24}$$

soluţia este dată de expresia:

$$y = e^{\beta x}\left(C_1 \cdot \cos\beta x + C_2 \cdot \sin\beta x\right) + e^{-\beta x}\left(C_3 \cdot \cos\beta x + C_4 \cdot \sin\beta x\right) \tag{3.25}$$

Soluția generală a ecuației (3.22) va fi:

$$y = e^{\beta x}\left(C_1 \cdot \cos\beta x + C_2 \cdot \sin\beta x\right) + e^{-\beta x}\left(C_3 \cdot \cos\beta x + C_4 \cdot \sin\beta x\right) + \delta \qquad (3.26)$$

Constantele C_1 şi C_2 trebuie să fie egale cu zero, întrucât factorul $e^{\beta x}$ creşte la infinit când x→∞; în caz contrar, y→∞, ceea ce fizic nu este posibil.

Ecuația fibrei deformate devine:

$$y = e^{-\beta x}\left(C_3 \cos\beta x + C_4 \sin\beta x\right) + \delta \qquad (3.27)$$

Expresiile derivatelor succesive ale funcției y sunt:

$$y' = \beta e^{-\beta x}\left[\left(C_4 - C_3\right)\cos\beta x - \left(C_3 + C_4\right)\sin\beta x\right] \qquad (3.28)$$

$$y'' = 2\beta^2 e^{-\beta x}\left(C_3 \sin\beta x - C_4 \cos\beta x\right) \qquad (3.29)$$

$$y''' = 2\beta^3 e^{-\beta x}\left[\left(C_3 + C_4\right)\cos\beta x + \left(C_4 - C_3\right)\sin\beta x\right] \qquad (3.30)$$

Constantele C_3 şi C_4 se determină funcție de condițiile limită impuse la capetele grinzii; acestea depind de tipul rezemării: încastrare (I) sau simplă rezemare (II).

Pentru cazul I rezultă:

$$x = 0 \begin{cases} y = 0 \left(\text{suporțude capete rigizi}\right) \\ y' = 0 \left(\tan\ \textit{genta la curbă se confundă cu Ox}\right) \end{cases}$$

$$C_3 = C_4 = -\delta$$

Expresia deformațiilor radiale (ecuația fibrei deformate) devine:

$$y_1 = \delta\left[1 - e^{-\beta x}\left(\cos\beta x + \sin\beta x\right)\right] = \phi_1\left(\beta x\right) \qquad (3.31)$$

Momentul încovoietor M_o şi forța tăietoare T_o - figura 3.12, sunt:

$$M_o = -D_c \cdot y'' = 2\beta^2 \cdot D_c \cdot \delta \qquad (3.32)$$

$$T_o = D_c \cdot y''' = -4\beta^3 \cdot D_c \cdot \delta \qquad (3.33)$$

Pentru cazul II rezultă:

$$x = 0 \begin{cases} y = 0 \\ y'' = 0, \textit{deoarece}\, M_0 = 0 \end{cases}$$

Deoarece $y'' = 0$, rezultă $C_4 = 0$; folosind şi condiția $y = 0$, rezultă $C_3 = -\delta$.

Expresia deformațiilor radiale pentru această variantă devine:

$$y = \delta\left(1 - 2^{-\beta x} \cos \beta x\right) = \phi_2(\beta x) \tag{3.34}$$

Forța tăietoare este:

$$T_o = -2\beta^3 \cdot D_c \cdot \delta \tag{3.35}$$

a) Deformația radială maximă

Funcțiile $\phi_1(\beta x)$ şi $\phi_2(\beta x)$ conțin factorul $e^{-\beta x}$, care arată că, odată cu creşterea lui *x*, *y* tinde către δ. Prin reprezentarea grafică a acestor funcții – figura 3.13, se găseşte că $y \cong \delta$ dacă $\beta x \geq 3$.

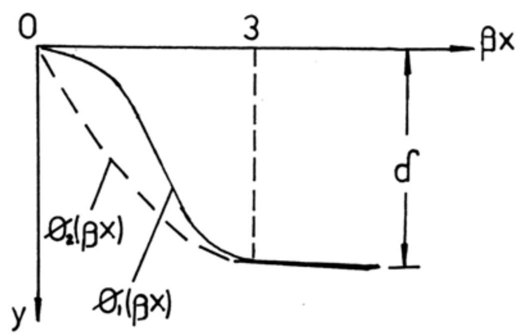


Fig. 3.13

Pentru $\beta x = 3$ se obține $\phi_1(3) = 1{,}042 \cdot \delta$ şi $\phi_2(3) = 1{,}048 \cdot \delta$, diferența fiind neglijabilă. Calculând valoarea minimă a lui β cu relația (3.23), pentru dimensiunile limită utilizate în învelişuri cilindrice de la cardă (*r* = 65 cm, *h* = 2 cm, μ = 0,3) se stabileşte valoarea β = 0,112 cm^{-1}. Rezultă că $x_{\max} = 3/\beta_{\min} \cong 27cm$, ceea ce reprezintă o valoare mai mică decât jumătate din lungimea minimă $\left(l_{\min} = 100cm\right)$ a cilindrilor utilizați.

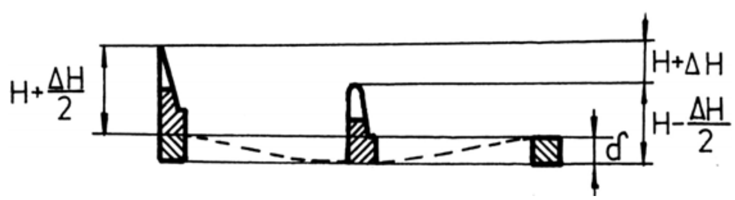
În consecință, la cilindrii de cardă, deformația radială maximă $\delta_{\max}$,

se calculează ca pentru un cilindru liber la capete, cu relațiile (3.15), (3.16) sau (3.17).

Se obțin valori mai mici pentru deformația radială maximă $\delta_{\max}$ în cazul utilizării oțelului pentru învelişuri (modul de elasticitate mai mare ca la fontă).

Pentru forța de întindere *F* a garniturii rigide, în momentul înfăşurării, se recomandă valori reduse, care totuşi să asigure o aşezare satisfăcătoare a acesteia pe cilindrii. Pentru garnituri de calitate se recomandă *F* = 60 … 100 N, corespunzătoare la lățimi *b* = 0,9 … 1 mm; în general se aplică forțe de întindere *F* care să conducă la eforturi unitare de tracțiune în garnitură de aproximativ 100 N/mm^2.

În mod curent înălțimea garniturii *H* variază cu $\pm\Delta H/2$. Presupunând că un dinte situat spre capetele cilindrului are înălțimea $H+\Delta H/2$, iar unul situat în zona mijlocie are $H-\Delta H/2$, rezultă luând în considerare deformația radială maximă δ, o denivelare $\delta+\Delta H$, care trebuie să fie mai mică decât gradul maxim de tocire $\Delta_{\max}$ admis după operația de polizare a garniturii figura 3.14.



$\delta+\Delta H \prec \Delta_{\max}$

Fig. 3.14

Deformația admisibilă δ_a depinde de $\Delta_{\max}$ la care se mai poate desfăşura în mod corect procesul de cardare. Cum după prima polizare este necesară o rezervă pentru "ascuțiri" ulterioare, rezultă:

$$\delta_a \le \frac{\Delta_{\max}}{k} - \Delta H \tag{3.36}$$

k fiind un coeficient supraunitar şi depinde de numărul de polizări ce urmează a fi executate.

Gradul de tocire al dinților în urma polizării poate fi redus dacă se recurge la o prelucrare tronconică a capetelor învelişului cilindric –

figura 3.15; această soluție este adoptată pentru situația când efectul forței centrifuge a învelişului se neglijează.

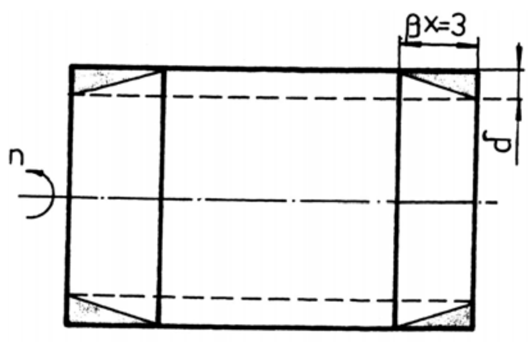


Fig. 3.15

3.3.1.3. Eforturile unitare maxime în învelişul cilindric

Sub acțiunea presiunii exterioare, la o distanță x de capătul cilindrului apar într-o secțiune transversală eforturi unitare de încovoiere σ_{ix} şi într-o secțiune longitudinală eforturi unitare de compresie σ_{cx} - figura 3.16. Acestea conduc la o solicitare compusă pentru care efortul unitar echivalent este:

$$\sigma_{echx} = \mu \cdot \sigma_{ix} - \sigma_{cx} \tag{3.37}$$

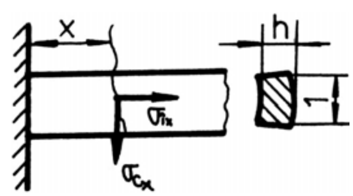


Fig. 3.16

Efortul unitar de încovoiere σ_{ix}, pentru grinda cu lățimea egală cu unitatea este:

$$\sigma_{ix} = \pm \frac{M_x}{W} = \pm \frac{Dy''}{\frac{1h^2}{6}} = \pm \frac{6D}{h^2} 2\beta^2 e^{-\beta x} \left(C_3 \sin \beta x - C_4 \cos \beta x \right) \tag{3.38}$$

<u>Pentru varianta I</u> $\left(C_3 = C_4 = -\delta\right)$ rezultă:

$$\sigma_{ix}' = \pm\frac{12D\beta^2\delta}{h^2}e^{-\beta x}\left(\sin\beta x - \cos\beta x\right) \tag{3.39}$$

Valoarea maximă absolută corespunde la $\beta \cdot x = 0$ (x=0):

$$\sigma_{i\max}^{I} = \pm\frac{12D\beta^2\delta}{h^2} \tag{3.40}$$

Înlocuind D – relația (3.20) şi β - relația (3.22) şi adoptând $\mu = 0{,}3$ (oțel) se obține:

$$\sigma_{\max}^{I} = E\cdot\frac{\delta}{r}\sqrt{\frac{3}{1-\mu^2}} = 1{,}82\frac{\delta}{r}E \tag{3.41}$$

Înlocuind pe δ cu relația (3.15) şi ținând seama şi de relația (3.18), $\sigma_{\max}^{I}$ este:

$$\sigma_{\max}^{I} = 1{,}82\frac{p\cdot r}{h} = 1{,}82\sigma_I \tag{3.42}$$

<u>Pentru varianta II</u> $\left(C_3 = -\delta, C_4 = 0\right)$:

$$\sigma_{ix}^{II} = \pm\frac{12D\beta^2\delta}{h^2}e^{-\beta x}\sin\beta x \tag{3.43}$$

Valoarea maximă absolută se obține pentru $\beta x = \pi/4$ şi este:

$$\sigma_{\max}^{II} = \pm\frac{12D\beta^2\delta}{h^2}0{,}3224 \cong 0{,}59\sigma_I \tag{3.44}$$

Rezultă că la varianta I efortul unitar de încovoiere este mai periculos şi apare la capetele învelişului cilindric în dreptul şuruburilor de strângere – figura 3.11.

Efortul unitar de compresie σ_{cx} este:

$$\sigma_{cx} = \frac{y}{r} E \tag{3.45}$$

Pentru $\beta x \succ 3$, $y = \delta$ rezultă $\sigma_{cx} = \sigma_I$ - figura 3.13.

Aplicând relația (3.37) pentru variantele (I) şi (II) se constată că $\sigma_{ech\max} \prec \sigma^I_{i\max}$.

În consecință pentru determinarea efortului unitar maxim în învelişul cilindric sub acțiunea presiunii exterioare, se va utiliza relația (3.38).

1.4. Influența forței centrifuge asupra învelişului cilindric

La viteza de regim, sub acțiunea forțelor centrifuge, apar deformații radiale δ_{Fc} ce măresc diametrul tamburului; eforturile unitare din înveliş, provenite de la presiunea exercitată de garnitură, se micşorează, iar cele din garnitură cresc. Valorile efortului unitar provenit de la acțiunea forței centrifuge se determină cu relația:

$$\sigma_{Fc} = \frac{\delta_{Fc}}{r} E \,, \tag{3.46}$$

iar deformația radială, cu relația:

$$\delta_{Fc} = \frac{\rho \cdot v^2}{g} \cdot \frac{r}{E} \tag{3.47}$$

în care: ρ - densitatea materialului pentru înveliş,

v - viteza tangențială.

În cazul cilindrilor reali (cu prindere rigidă la capete) deformațiile se manifestă conform reprezentării din figura 3.17; zona mijlocie – ca şi în cazul cilindrului liber la capete.

Pentru cilindrii care lucrează până la 100 rot/min (cazul perietorului) efectul forței centrifuge este neglijabil.

Precizia la cilindricitate se îmbunătățeşte prin polizarea tronconică a capetelor la cotele δ şi $\beta \cdot x = 3$ calculate astfel încât după înfăşurarea garniturii dințate să se ajungă la o formă cilindrică apropiată de forma cu toleranță prescrisă - figura 3.15.

La cilindrii care se rotesc cu 300-600 rot/min (cazul cilindrului

principal) efectul forței centrifuge nu mai poate fi neglijabil. Se disting două situații:

$$\delta_{Fc} \geq \delta \text{ şi } \delta_{Fc} \prec \delta$$

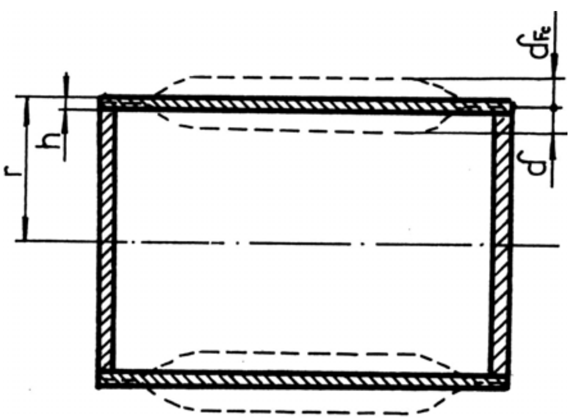


Fig. 3.17

În primul caz, pentru ca după înfăşurarea garniturii rigide să se ajungă la o formă cilindrică care să se apropie de forma admisă, se recomandă o polizare cilindrică a învelişului (fără garnitură) rotind cilindrul la o turație n' care să producă sub acțiunea forței centrifuge, o deformație $(\delta_{Fc} - \delta)$ reprezentând adâncimea de polizare - figura 3.18.

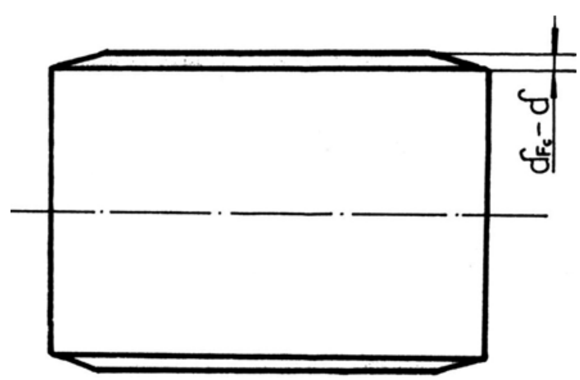


Fig. 3.18

În al doilea caz, $(\delta_{Fc} \prec \delta)$, efectul dorit, aşa cum s-a arătat mai sus, se obţine prin polizarea tronconică cu adâncimea $(\delta - \delta_{Fc})$ pe direcţia radială, la viteze scăzute de rotaţie ale cilindrului.

Înlăturarea unor eventuale abateri de la cilindricitate, care depăşesc limitele prevăzute, se efectuează prin polizarea vârfurilor dinţilor de la garniturile înfăşurate pe cilindri, la viteze ale acestora apropiate sau egale cu vitezele de exploatare.

3.3.1.5. Stabilitatea învelişurilor cilindrice

Un înveliş cilindric rezemat pe suporţi rigizi la capete, supus unei presiuni exterioare - figura 3.10, pierde stabilitatea formei circulare de îndată ce presiunea depăşeşte valoarea critică: $p \succ p_{cr}$. Deformaţiile care se produc au aspecte specifice - figura 3.19, caracterizate prin apariţia a două sau mai multe noduri.

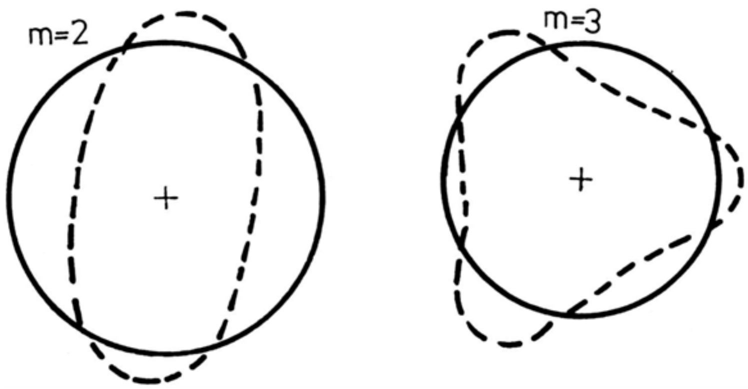


Fig. 3.19

Dacă lungimea cilindrului este mai mare decât lungimea critică, presiunea critică nu mai depinde practic de lungimea acestuia – relaţia 3.11. În practică se adoptă:

$$l_{cr} \cong 24 \cdot r \qquad (3.48)$$

Lungimile obişnuite ale cilindrilor de cardă sunt până la aproximativ 2000 mm (la lână), ceea ce conduce la situaţia $l = l_{cr}$; cilindrii sunt consideraţi scurţi, iar presiunea critică se poate calcula cu relaţia

aproximativă:

$$p_{cr} = \frac{E}{\left(m^2-1\right)\cdot\left[1+\left(\frac{ml}{\pi r}\right)^2\right]^2}\cdot\frac{h}{r}+\frac{E}{12\left(1-\mu^2\right)}\cdot\left[n^2-1+\frac{2m^2-1-\mu}{1+\left(\frac{ml}{\pi r r}\right)^2}\right]\cdot\frac{h^3}{r^3} \qquad (3.49)$$

în care m reprezintă numărul de noduri ce apare la pierderea stabilității, număr care conduce la o valoare minimă pentru p_{cr}.

Pentru calcule se dau lui m valori întregi începând cu 2, obținându-se o serie de valori pentru p_{cr}; de obicei începând de la $m=2$, p_{cr} scade, atingând pentru o anumită valoare a lui m un minimum, după care începe din nou să crească - figura 3.20. Se va lua pentru p_{cr} valoarea minimă calculată $(p_{cr\,min})$.

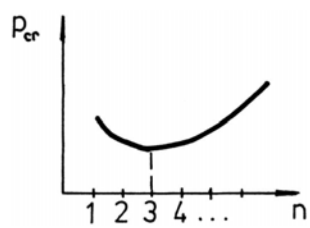


Fig. 3.20

Pentru ca învelişul să nu-şi piardă stabilitatea elastică este necesar ca

$$p \prec p_a = p_{cr\min}/c \qquad (3.50)$$

în care c este un coeficient de siguranță (în mod obişnuit la vasele cilindrice din oțel c variază în limitele 3 … 9; valorile mai reduse corespund pentru construcții executate cu precizie şi aşezate în poziție verticală, iar cele mai mari pentru aşezare orizontală, caz în care, greutatea proprie produce o ovalizare, şi pentru execuții mai puțin precise).

3.3.2. Cilindrii de cardă cu nervuri de rigidizare circulare; calculul deformațiilor radiale maxime

Se admit următoarele ipoteze de calcul:

- învelişul propriu-zis se consideră vas cilindric cu perete subțire, având grosimea h constantă;

- suporţii învelişului se consideră perfect rigizi şi permit deplasările acestuia pe direcţie axială;

- grosimile radiale h_i şi lăţimile b_i ale inelelor de rigidizare se presupun că au valori constante (pentru fiecare inel în parte);

- se neglijează prezenţa tensiunilor interne din înveliş;

- presiunea p exercitată de garnitura înfăşurată pe cilindru se presupune aceeaşi pe întreaga suprafaţă a învelişului.

Pentru calcule – figura 3.21, se consideră o porţiune din învelişul propriu-zis de grosime h, luată în lungul generatoarei, de lăţime egală cu unitatea, ca o grindă încastrată la capete, aşezată pe teren elastic, încărcată cu sarcina uniform distribuită p şi cu forţele concentrate Q_i – reacţiunile elastice ale inelelor de rigidizare.

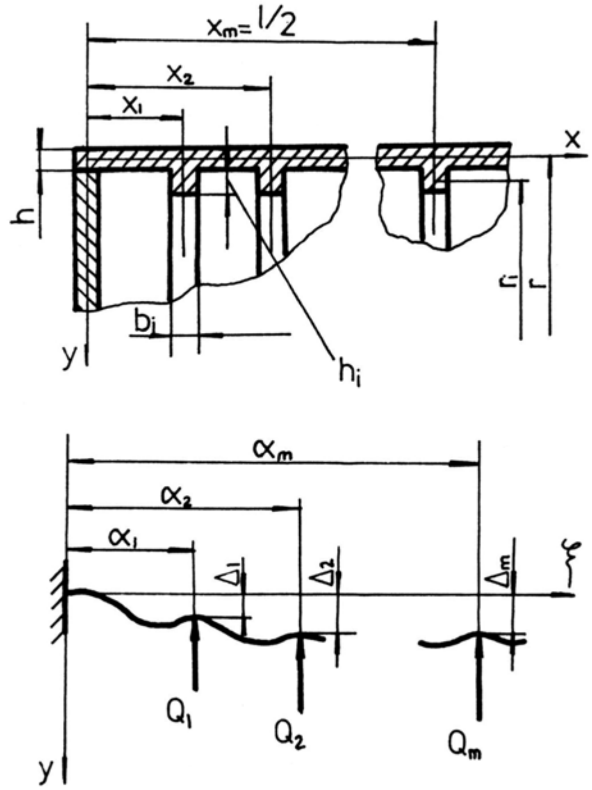


Fig. 3.21

Pentru cazul de încărcare de mai sus, ecuația fibrei neutre este:

$$D_c \frac{d^4 y}{dx^4} + Ky = p(x) \tag{3.51}$$

în care D_c este rigiditatea cilindrică la încovoiere a învelişului propriu-zis şi K este rigiditatea mediului elastic, definite prin relațiile:

$$D_c = \frac{E \cdot h^2}{12\left(1-\mu^2\right)}$$

$$K = \frac{E \cdot h}{r^2}$$

Simbolul *p(x)* arată că încărcarea depinde de valoarea abscisei (intervin presiunea şi forțele Q_i); E este modulul de elasticitate, iar μ - coeficientul lui Poisson.

Împărțind relația (3.51) prin D_c, notând $K / D_c = 4\beta^4$ şi împărțind din nou prin β^4 se găseşte ecuația:

$$\frac{d^4 y}{d\xi^4} + 4y = \frac{4p(\xi)}{K} \tag{3.52}$$

cu $\xi = \beta \cdot x$, abscisa redusă.

Soluția ecuației diferențiale (3.52), apelând la metoda propusă de Krâlov este:

$$y = A \cdot Y_1(\xi) + B \cdot Y_2(\xi) + C \cdot Y_3(\xi) + D \cdot Y_4\xi + \phi(\xi) \tag{3.53}$$

în care $Y_i(\xi)$ - funcțiile lui Krâlov, *A, B, C, D* – constante de integrare, $\phi(\xi)$ - funcție a cărei expresie depinde de felul încărcării grinzii.

Pentru încărcare numai cu sarcina distribuită p, sau numai cu forța concentrată Q_i, expresiile funcției $\phi(\xi)$ sunt:

$$\phi_p(\xi) = \frac{p}{K}\left[1 - Y_1(\xi)\right] \tag{3.54}$$

$$\phi_{Qi}(\xi) = \frac{4\beta Q_1}{K} Y_4(\xi - \alpha_1) \tag{3.55}$$

în care $\alpha_i = \beta \cdot x_i$.

Pentru capătul încastrat $(\xi = 0)$, punând condițiile

$$\xi = 0 \begin{cases} y = 0 \\ y' = 0 \end{cases}$$

şi aplicând proprietăţile funcţiilor $Y_i(\xi)$, rezultă $A = B = 0$.

Adoptând spre exemplu un număr impar n de nervuri circulare, la mijlocul grinzii se va afla nervura cu indicele $m = \frac{n+1}{2}$, aşa cum este ilustrat în figura 3.21.

Funcțiile Krâlov sunt exprimate prin relațiile:

$$\begin{aligned} &Y_1(\xi) = ch\xi \cdot \cos\xi \\ &Y_2(\xi) = 0{,}5 \cdot (ch\xi \cdot \sin\xi + sh\xi \cdot \cos\xi) \\ &Y_3(\xi) = 0{,}5 \cdot sh\xi \cdot \sin\xi \\ &Y_4(\xi) = 0{,}25 \cdot (ch\xi \cdot \sin\xi - sh\xi \cdot \cos\xi) \end{aligned} \tag{3.56}$$

Proprietățile funcțiilor Krâlov care rezultă pentru $x = 0(\xi = 0)$ sunt:

$$\begin{aligned} &Y_1^{'}(0) = 1 \\ &Y_2^{'}(0) = Y_3^{'}(0) = Y_4^{'}(0) = 0 \end{aligned} \tag{3.57}$$

Între derivatele funcțiilor Krâlov se stabilesc următoarele legături:

$$\begin{aligned} &Y_1^{'}(\xi) = -4\beta Y_4(\xi) \\ &Y_2^{'}(\xi) = \beta Y_1(\xi) \\ &Y_3^{'}(\xi) = \beta Y_2(\xi) \\ &Y_4^{'}(\xi) = \beta Y_3(\xi) \end{aligned} \tag{3.58}$$

Pentru cazul arătat, ecuațiile fibrei neutre au expresiile:

$y_1 = CY_3(\xi) + DY_4(\xi) + \frac{p}{K}[1 - Y_1(\xi)]$, pentru $0 \le \xi \le \alpha_1$

$y_2 = CY_3(\xi) + DY_4(\xi) + \frac{p}{K}[1 - Y_1(\xi)] + \frac{4\beta Q_1}{K} Y_4(\xi - \alpha_1)$, pentru $\alpha_1 \le \xi \le \alpha_2$

………………………………………………………………………..

$$\begin{aligned} y_m = {} & CY_3(\xi) + DY_4(\xi) + \frac{p}{K}[1 - Y_1(\xi)] - \\ & -\frac{4\beta}{K} \cdot [(Q_1 Y_4(\xi - \alpha_1) + Q_2 Y_4(\xi - \alpha_2) + \ldots + Q_{m-1} Y_4(\xi - \alpha_{m-1}))] \end{aligned} \quad \text{pentru } \alpha_{m-1} \le \xi \le \alpha_m$$

Aici intervin m+2 necunoscute: *C, D,* Q_1, Q_2, ... Q_m; este deci necesar un sistem de m+2 ecuații de condiții. Acestea sunt:

$$\begin{cases} \text{pentru} \quad \xi = \alpha_m & \begin{cases} y'(\alpha_m) = 0 \\ D_c y_m'''(\alpha_m) = -\dfrac{Q_m}{2} \end{cases} \\ \Delta_1 = \dfrac{Q_1}{K_{i1}} \\ \dots\dots\dots\dots\dots \\ \Delta_m = \dfrac{Q_m}{K_{im}} & (m+2) \end{cases} \tag{3.59}$$

în care Δ_i reprezintă deformațiile radiale ale inelelor dacă ar fi solicitate de forțele Q_I; K_i este rigiditatea inelelor, dată de

$$K_i = \frac{A_i E}{r_i^2} \tag{3.60}$$

unde $A_i = b_I h_i$ (suprafața secțiunii transversale a inelului), r_i – raza medie a inelului, E – modulul de elasticitate pentru materialul inelului.

Aplicând condițiile (3.59) se găseşte sistemul de m+2 ecuații:

$$\begin{aligned}
&CY_2(\alpha_m) + DY_3(\alpha_m) + \frac{4p}{K} Y_4(\alpha_m) - \frac{4\beta}{K} \cdot \left[Q_1 Y_3(\alpha_m - \alpha_1) + Q_2 Y_3(\alpha_m - \alpha_2) + \dots + Q_{m-1} Y_3(\alpha_m - \alpha_{m-1})\right] = 0 \\
&\mathbf{-4CY_4(\alpha_m) + DY_1(\alpha_m) + \frac{4p}{K} Y_2(\alpha_m) - - \frac{4\beta}{K}\left[Q_1 Y_1(\alpha_m - \alpha_1) + Q_2 Y_1(\alpha_m - \alpha_2) + \dots + Q_{m-1} Y_1(\alpha_m - \alpha_{m-1}) + \frac{Q_m}{2}\right] = 0} \\
&CY_3(\alpha_1) + DY_4(\alpha_1) + \frac{p}{K}\left[1 - Y_1(\alpha_1)\right] - \frac{Q_1}{K_{il}} = 0 \\
&CY_3(\alpha_2) + DY_4(\alpha_2) + \frac{p}{K}\left[1 - Y_1(\alpha_2)\right] - \frac{4b}{K} Q_1 Y_4(\alpha_2 - \alpha_1) - \frac{Q_1}{K_{i2}} = 0 \qquad (3.61) \\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\
&\mathbf{CY_3(\alpha_m) + DY_4(\alpha_m) + \frac{p}{K}\left[1 - Y_1(\alpha_m)\right] - \frac{4\beta}{K}\left[Q_1 Y_4(\alpha_m - \alpha_1) + Q_2 Y_4(\alpha_m - \alpha_2) + \dots + Q_{m-1} Y_4(\alpha_m - \alpha_{m-1})\right] - \frac{Q_m}{K_{im}} = 0}
\end{aligned}$$

Cu ajutorul sistemului (3.61) care conține m+2 ecuații liniare cu termen liber, se obțin valorile mărimilor *C, D,* $Q_1, \dots Q_m$; celelalte mărimi (K, β, K_i, α_1, ..., α_m) se determină din datele inițiale (r, h, l, E, r_i, b_i, h_i, x_i, p).

Cu valorile stabilite pentru *C, D,* Q_1 ... Q_m, folosind relația (3.59), se calculează deformațiile radiale ale învelişului cilindric; se vor lua pentru

ξ valorile corespunzătoare zonelor mijlocii dintre nervurile circulare alăturate.

Este necesar ca deformaţia radială maximă găsită prin calcul să nu depăşească valoarea admisibilă adoptată.

3.3.3. Calculul de rezistenţă al învelişului cilindric aşezat pe sol

Învelişurile cilindrice de la carde trebuie verificate şi sub aspectul rezistenţei pentru situaţia când ar fi aşezate libere pe sol, precum şi în cazul când ar fi transportate prin rostogolire. În aceste condiţii apar eforturi unitare deloc neglijabile.

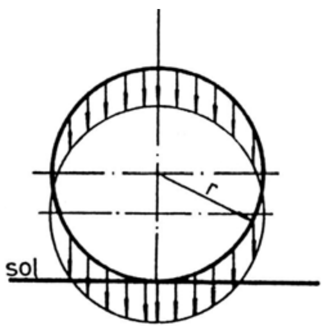


Fig. 3.22

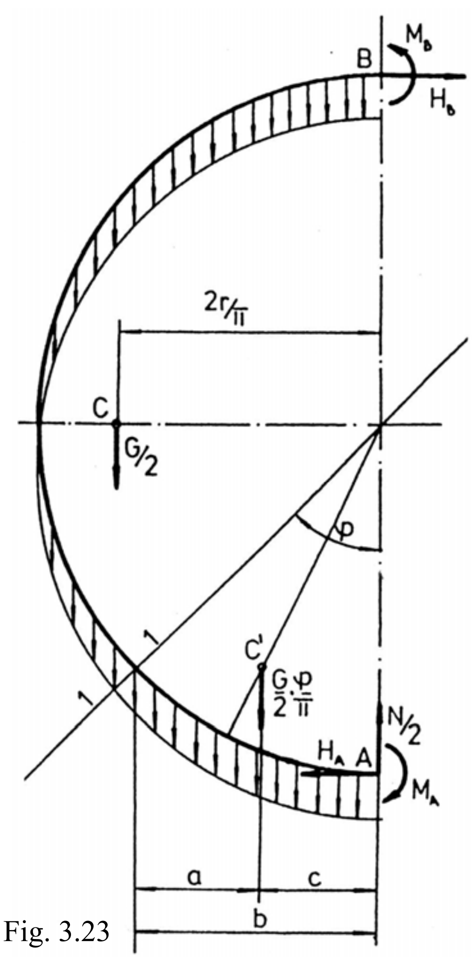


Fig. 3.23

Încărcarea provine de la greutatea proprie a învelişului uniform repartizată de-a lungul cilindrului - figura 3.22.

Se consideră învelişul secţionat cu un plan vertical diametral - figura 3.23. În centrul de masă al jumătăţii de înveliş se exercită forţa de greutate G/2 la distanţa $2r/\pi$ faţa de axa O a cilindrului. În secţiunile longitudinale A şi B apar reacţiunile orizontale H_A şi

H_B cât şi momentele încovoietoare de reacţiune M_A şi M_B. Încărcările necunoscute sunt H_A, H_B, N (reacţiunea solului), M_B Şi M_A. Pentru determinarea acestora sunt necesare 5 ecuaţii de legătură; problema fiind static nedeterminată, se apelează atât la ecuaţii de echilibru static, cât şi la teorema lui Castigliano, privind lucrul mecanic de deplasare.

$$\begin{aligned}
&H_B - H_A = 0\\
&G/2 - N/2 = 0\\
&H_B 2r - \frac{Gr}{\pi} + M_B - M_A = 0\\
&Y_A = -\frac{\partial W_d}{\partial H_A} = \frac{1}{EI}\int_0^{\pi} M \frac{\partial M}{\partial H_A} r d\varphi = 0\\
&\theta_A = -\frac{\partial W_d}{\partial M_A} = \frac{1}{EI}\int_0^{\pi} M \frac{\partial M}{\partial M_A} r d\varphi = 0
\end{aligned} \tag{3.62}$$

în care W_d reprezintă lucrul mecanic de deplasare a secţiunii *A,* Y_A şi θ_A – deplasările secţiunii *A* pe direcţiile liniară şi unghiulară.

Într-o secţiune longitudinală oarecare a învelişului realizată cu planul radial 1 –1 acţionează momentul încovoietor.

$$M = -\frac{N}{2}b + H_A r(1-\cos\phi) + \frac{G}{2}\frac{\varphi}{\pi}a + M_A \tag{3.63}$$

în care:

$$b = r\cdot\sin\varphi \tag{3.64}$$

$$c = l_{oc}\sin\varphi/2 = \frac{r\sin^2\varphi/2}{\varphi/2} \tag{3.65}$$

$$a = b - c \tag{3.66}$$

Înlocuind aceste mărimi cu relaţia (3.63) se obţine momentul încovoietor:

$$M = \frac{Gr}{4\pi}\left[2+\cos\varphi + 2(\varphi-\pi)\sin\varphi\right] \tag{3.67}$$

Momentul încovoietor maxim se manifestă pentru $\varphi = 0$.

$$M_{\max} = 3\cdot\frac{G\cdot r}{4\cdot\pi} \tag{3.68}$$

Cu acest moment se calculează efortul încovoietor maxim $\sigma_{\max}$ în secţiunea A.

În cazul în care tamburul va fi rostogolit pe sol, din cauza neregularităţilor terenului, apar şocuri care vor conduce la majorări apreciabile ale efortului unitar $\sigma_{i\max}$;

$$\sigma_{i\max soc} = \Psi \sigma_{i\max} \leq \sigma_{ai} \tag{3.69}$$

în care coeficientul de şoc ψ se determină cu relaţia:

$$\Psi = 1 + \sqrt{1 + \frac{2e}{f_{st}}} \tag{3.70}$$

unde: e – înălţimea de cădere

f_{st} - deformaţia statică

Pentru învelişurile cilindrilor cu diametre mari, la care valorile $\sigma_{i\max soc}$ pot depăşi limitele admisibile, se recomandă evitarea aşezării şi rostogolirii pe sol.

3.4. Mecanisme pentru detaşarea vălului

3.4.1. Generalităţi

Din punct de vedere tehnologic se impune ca desprinderea vălului de pe cilindrul perietor al cardei să se realizeze cu tensiune constantă pentru menţinerea uniformităţii acestuia.

Soluţiile de bază pentru mecanismele de detaşare a vălului se pot grupa astfel:

- -cu acţiune continuă
  - - cu cilindri (Crosrol - Anglia) - figura 3.24a).
  - - pneumatice (Rieter - Elveţia) - figura 3.24 b)
  - - cu cureluşe (Ingolstadt - Germania) - figura 3.24 c)
- -cu acţiunc intermitentă
  - - cu palete (brevet japonez) - figura 3.24 e)
  - - pieptene oscilant detaşor - figura 3.24 d)

Soluţia cu cilindri (Crosrol) este cea mai modernă, folosită pentru cardele destinate prelucrării fibrelor tip bumbac, cu producţii care depăşesc 20kg/h; în astfel de condiţii vălul este mai rezistent şi poate fi preluat cu cilindri. Pentru evitarea aderării fibrelor pe cilindri se recomandă eliminarea cauzelor care conduc la încărcări electrostatice; printre altele, trebuie ca diferenţa între cei doi cilindri să nu depăşească 2 μm, pentru ca vitezele periferice să fie practic identice. De asemenea, trebuie realizată o distribuţie uniformă a forţelor de presare pe cilindri,

condiție obținută fie prin adaptarea unei forme uşor bombate pentru aceştia, fie printr-o poziționare uşor încrucişată a axelor de rotație, caz în care cilindrii vin în contact după o elice pas cu pas. Controlul apăsării între cilindri se realizează cu ajutorul petei de contact.

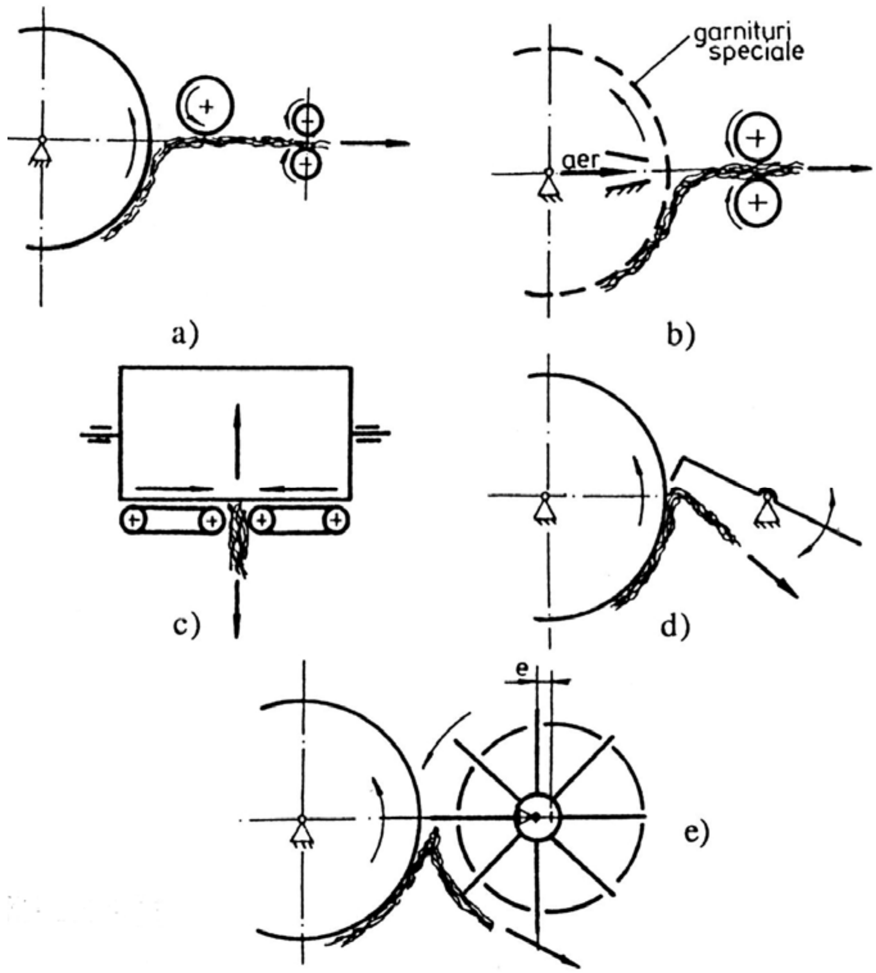


Fig. 3.24

Mecanismul cu acționare pneumatică este prevăzut cu o pâlnie de dirijare a curenților de aer, situată în interiorul cilindrului perietor, care este perforat în vederea desprinderii valului, preluat apoi de o pereche de cilindri; la acest sistem se crează o oarecare dezordine a fibrelor

paralelizate, care pentru anumite tipuri de fibre este avantajoasă.

Sistemul de preluare cu cureluşe, introdus în ultimii ani, adună valul de fibre de pe cilindrul perieior într-un mănunchi care se transformă în bandă.

Mecanismele cu palete realizează o desprindere a fibrelor, care se apropie de cea cu acţiune continuă, întrucât la o rotaţie completă a dispozitivului are loc o detaşare ciclică cu frecvenţă ridicată dependentă de numărul de palete şi turaţia mecanismului. Soluţia nu s-a impus datorită dificultăţilor de ordin mecanic (construcţie, ungere, fiabilitate).

În cazul mecanismului cu pieptene oscilant, frecvenţa de detaşare a fibrelor este mică, dar soluţiile constructive sunt simple, oferind fiabilitate satisfăcătoare, motiv pentru care în paragraful următor sunt prezentate principalele date de proiectare.

Sistemele cu acţiune continuă satisfac în mare măsură cerinţele menţionate la început, cu privire la tensionarea vălului.

3.4.2. Pieptenele oscilant detaşor

Obţinerea unui val uniform în procesul de desprindere al acestuia de pe cilindrul perietor nu se poate realiza complet cu pieptenele oscilant, deoarece desprinderea valului are loc numai pe o anumită porţiune din cursa de coborâre a pânzei detaşoare. Variaţiile tensiunii din văl se pot micşora în cazul în care:

- se lucrează cu curse mici şi frecvenţă mare de oscilaţie;
- se micşorează durata pentru cursa de mers în gol, mărindu-se viteza pieptenului pe acest parcurs.

Odată cu creşterea frecvenţei de pieptănare se măresc şi forţele de inerţie; apar solicitări mai intense ale organelor componente, vibraţii cu amplitudini mari, încălziri, consum mărit de energic etc.

Este necesar deci, ca din punct de vedere mecanic, să fie îndeplinite unele condiţii de bază:

- rezistenţă suficientă la solicitările variabile ale tuturor organelor componente, pentru cazul funcţionării cu frecvenţă maximă de oscilaţie prevăzută, în vederea evitării ruperilor prin oboseală;
- rigiditate satisfăcătoare, îndeosebi pentru pânza detaşoare; în timpul exploatării, deformaţiile de încovoiere maxime ale acesteia trebuie să prezinte valori mai mici decât cele minime, prevăzute la ecartamentul dintre pieptene şi cilindrul perietor;
- vibraţii reduse, atâl cele ale elementelor componente, cât şi cele ale ansamblului; pe de altă parte este necesar să se realizeze o echilibrare

statică şi dinamică corespunzătoare pentru ansamblul pieselor aflate în mişcare şi să se evite apariția fenomenelor de rezonanță;

- durabilitate în exploatare, îndeosebi pentru articulații.

Pentru acționarea pieptenului detaşor, se pot utiliza două soluții:

- mecanism cu culisă oscilantă - figura 3.25 a);
- mecanism patrulater cu manivelă rotitoare - figura 3.25 b).

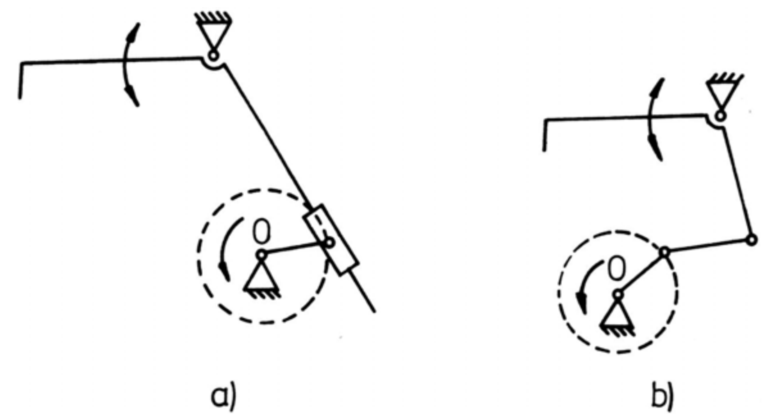


Fig 3.25

În cazul mecanismului cu culisă oscilantă se pot realiza durate scurte pentru cursa de mers în gol; prezintă însă dezavantaje, datorită frecărilor de alunecare dintre culisă şi piatra de culisă.

La mecanismul patrulater, toate articulațiile sunt cu lagăre de rostogolire, ceea ce a condus la impunerea în practică a acestei soluții.

3.4.2.1. Determinarea frecvenței minime de oscilație

Din cursa maximă descrisă de gura pânzei detaşoare $S_{max} = I_{E_0E_2}$ se foloseşte doar o parte $1_{E_1E_2}$=K·S_{max} pentru desprinderea vălului *(K* = 0,6....0,7).Pe durata unui ciclu, corespunzător unghiului de rotație al manivelei $\alpha = 2\pi$, se desprinde o lungime de văl:

$$S = K{\cdot}S_{max}+v_t{\cdot}t_{1,2} \tag{3.71}$$

în care: v_t este viteza periferică a cilindrului perietor,

$t_{1,2}$ - durata deplasării pânzei din poziţe E_1 în poziția E_2.

Notând turația manivelei cu n_p, atunci perioada corespunzătoare unui ciclu este:

$$T = n_p/60 \tag{3.72}$$

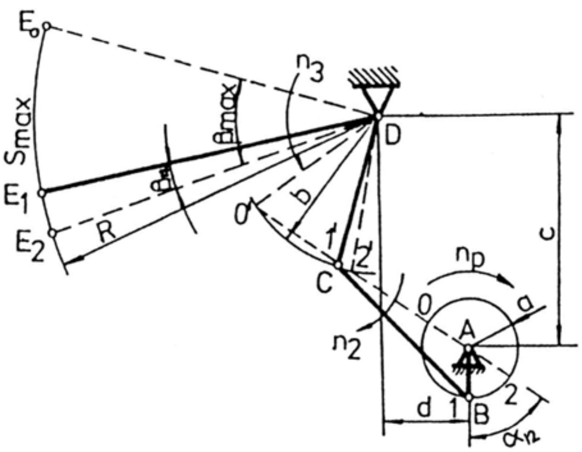


Fig. 3.26

Durata $t_{1,2}$ corespunde rotirii manivelei cu unghiul $\alpha_{1,2}$ stabilindu-se între aceste mărimi relaţia:

$$t_{1,2}=\alpha_{1,2}/2\pi \tag{3.73}$$

Lungimea de val detaşată *S* poate fi exprimată şi sub forma:

$$S=\nu_t \cdot T \tag{3.74}$$

Rezultă că frecvenţa minimă de oscilaţie va fi:

$$n_{pmin}=\frac{60\nu_t\left(1-\alpha_{1,2\div}2\pi\right)}{KS_{max}} \tag{3.75}$$

Sub valoarea n_{pmin} calculată pentru fiecare situaţie practică, nu este posibilă desprinderea corectă a valului de pe cilindrul perietor.

Se recomandă realizarea unei valori cât mai ridicate pentru frecvenţa de oscilaţie în vederea reducerii neuniformităţilor valului introduse de pieptenele oscilant.

Cursa maximă a pânzei se adoptă cu următoarele valori:

S_{max} = 22 ... 34 mm - pentru fibre tip bumbac

S_{max} =44 ... 50 mm - pentru fibre tip lână şi bast.

3.4.2.2. Elemente de calcul cinematic

Legile de mişcare cu privire la spaţii, viteze şi acceleraţii, oferă posibilitatea aprecierii funcţionării şi determinării sarcinilor dinamice care acţionează asupra organelor componente ale pieptenului oscilant.

Se admite ipoteza că, manivela rotitoare are viteza unghiulară constantă, întrucât roata de curea de pe arborele motor joacă şi rol de volant.

Studiul cinematic poate fi abordat atât pe cale analitică, cât şi pe cale grafo-analiticâ, aşa cum este dezvoltat în teoria mecanismelor, obţinându-se curbele de spaţiu, viteză şi acceleraţie pentru pieptenele oscilant - figura 3.27.

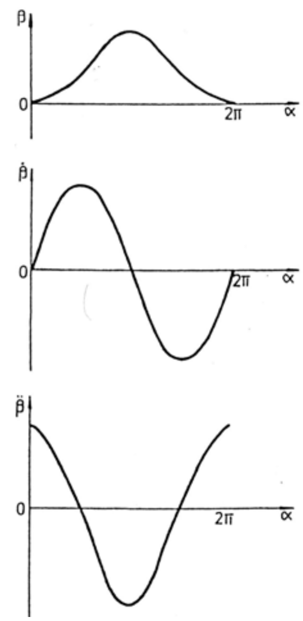


Fig. 3.27

3.4.2.3 Calcule de rezistenţă

Schiţa mecanismului pieptenelui oscilant detaşor este prezentată în figura 3.28.

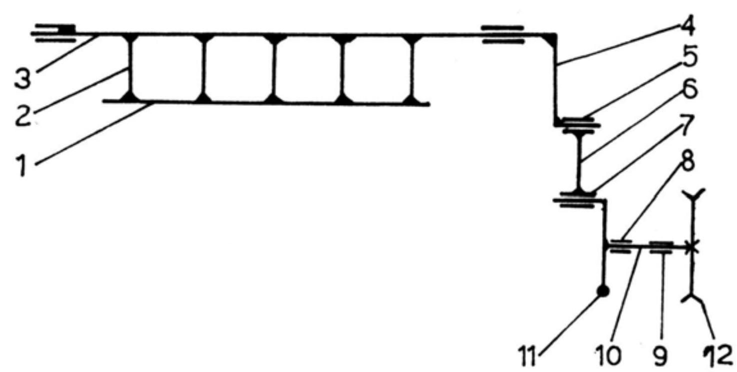


Fig. 3.28

Organele componente de bază sunt: 1- pânza detaşoare; 2 - braţe; 3 - arbore oscilant; 4 - balansier; 5. 7, 8 şi *9* - rulmenţi; 6 - bielă; 10 -arbore de comandă; 11 - masă de echilibrare; 12 - roată de curca.

Calculele organelor componenete se efectuează pe baza forţelor de inerţie şi a momentelor acestora. Se neglijează forţele tehnologice (de desprindere a vălului) şi cele de greutate; se vor prezenta calcule pentru pânză, braţe şi arbore oscilant.

a) Pânză detaşoare

Porţiunea dintre două braţe alăturate reprezintă o grindă încastrată la ambele capete - figura 3.29, solicitată la încovoiere în două plane perpendiculare de forţele de inerţie tangenţială F^t_{ip} şi normală F^n_{ip}, provenite de la masa pânzei, uniform distribuită pe lungimea *l.*

Încastrarea apare datorită soluţiei de fixare a pânzei de capelele braţelor (nituire sau prindere cu şuruburi).

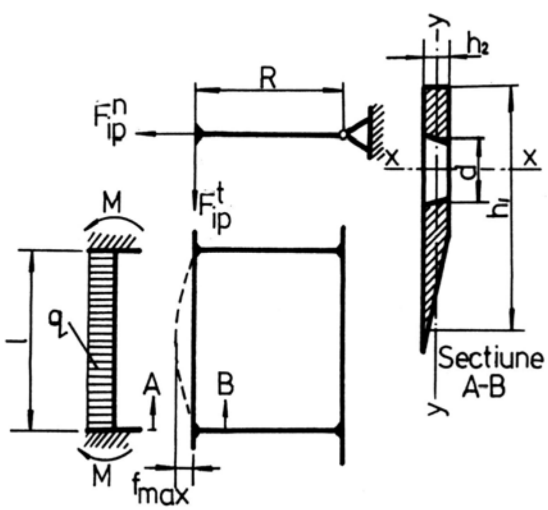


Fig 3.29

Sarcinile q_n şi q_t sunt uniform repartizate şi se determină cu relaţiile:

$$q_n = \frac{F^n_{ip}}{l} = \frac{m_p \dot{\beta}^2 R}{l} \tag{3.76}$$

$$q_t = \frac{F^t_{ir}}{l} = \frac{m_p \dot{\beta}^{\cdot 2} R}{l} \tag{3.77}$$

în care $\dot{\beta}$ şi $\ddot{\beta}$ reprezintă viteza şi acceleraţia unghiulară a pieptenului corespunzătoare diagramelor cinematice.

Sub acţiunea acestor încărcări în secţiunile încastrate apar eforturi unitare de încovoiere σ_{in} şi σ_{it}:

$$\sigma_{in} = \pm \frac{q_n l_2}{12 W_y} \tag{3.78}$$

$$\sigma_{it} = \pm \frac{q_t l^2}{12 Wx} \tag{3.79}$$

în care W_f şi W, sunt modulele de rezistentă ale secţiunii încastrate:

$$W_y = \frac{(h - d_1) h^2{}_2}{6} \tag{3.80}$$

$$W_x = \frac{(h_1^3 - d^3) h_2}{6 h_1} \tag{3.81}$$

În secţiunea încastrată apare efortul unitar rezultant - figura 3.30:

$$\sigma_{rez} = \sigma_{i_n} + \sigma_{i_t} \tag{3.82}$$

Întrucât solicitarea este variabilă, verificarea rezistenţei pânzei se efectuează cu ajutorul metodei coeficientului de siguranţă, pentru care se folosesc valorile $\sigma_{rez\,max}$ şi $\sigma_{rez\,min}$ obţinute din diagramă.

Pânza pieptenelui este deformată elastic sub acţiunea forţelor de inerţie F_{ip}^t şi F_{ip}^n. Prezintă importanţă deformaţiile provenite de la forţa radială F_{ip}^n; este necesar ca săgeata maxima f_{max} sa fie mai mică decât ecartamentul minim E_{min} dintre gura pânzei şi garnitura cilindrului perietor, $f_{max} \leq f_a = (0{,}4 \ldots 0{,}5) \cdot E_{min}$.

Săgeata maximă pentru grinzi încastrate la capete este:

$$f_{max} = \frac{F_{ip}^n \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I_y} = \frac{m_p \cdot \dot{\beta}^2 \cdot R \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I_y} \tag{3.83}$$

în care I_y este momentul de inerţie al secţiunii pânzei faţă de axa y-y - figura 3.29.

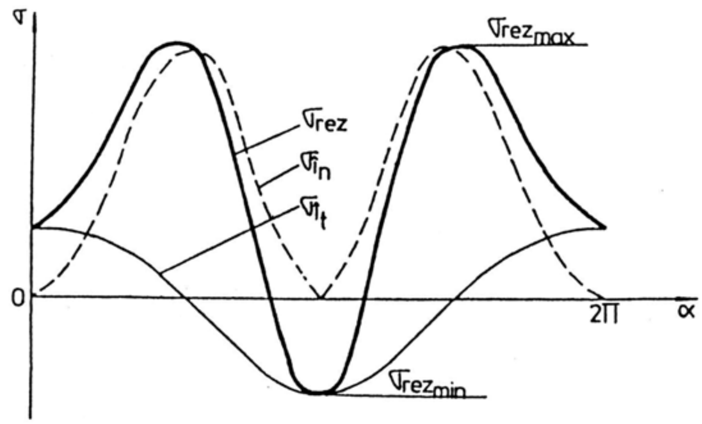


Fig. 3.30

b) Braţe

Braţul care susţine pânza pieptenului este încastrat în arborele oscilant - fig. 3.31) şi este solicitat la încovoiere de forţele F_{ip}^{t} şi F_{ib}^{t} provenite de la masele m_p (masa pânzei ce revine unui braţ) şi m_b (masa braţului); se neglijează forţa de inerţie normală F_{iph}^{n} provenita de la masele braţului şi pânzei, întrucât efectul acesteia este redus.

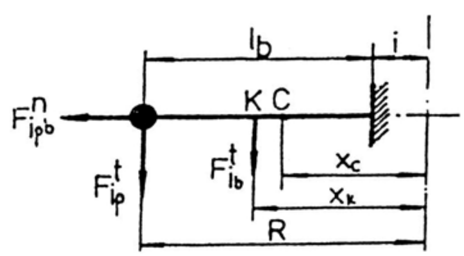


Fig. 3.31

Forţa F_{ib}^{t} se aplică în punctual de concentrare al forţelor de inerţie, situat la distanţa x_k faţă de axa de oscilaţie a pieptenului:

$$x_k = \frac{J_b}{m_b \cdot x_c} \tag{3.84}$$

în care J_b, este momentul de inerție al brațului față de axa de oscilație, iar x_c este distanța de la centrul de masă al brațului la axa de oscilație.

Efortul unitar la încovoiere cel mai periculos apare în secțiunea încastrată a brațului în arborele oscilant cu diametrul *d:*

$$\sigma_1 = \pm \frac{F_{ib}^t \cdot l_b + F_{ip}^t \cdot (x_k - i)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \tag{3.85}$$

Întrucât solicitarea este variabilă, cu ajutorul valorilor $\sigma_{\max}$ şi $\sigma_{\min}$ ca şi în cazul pânzei, se efectuează calculul la oboseală, stabilindu-sc coeficientul efectiv de siguranță.

c) Arborele oscilant

Arborele oscilant al pieptenului este supus numai la solicitare de răsucire, după un ciclu alternant, sub acțiunea momentului aplicat M_t. Nu apar solicitări la încovoiere, deoarece grupul arbore-brațe-pânză este echilibrat, prin amplasarea axei de oscilație la o distanță corespunzătoare față de axa geometrică a arborelui.

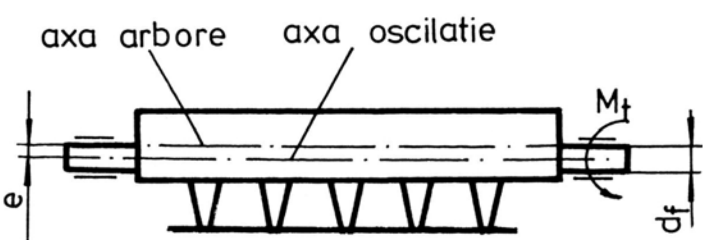


Fig. 3.32

Solicitarea periculoasă apare în secțiunea de încastrare a fusului în corpul arborelui, pe partea mecanismului de acționare, sub acțiunea forțelor de inerție:

$$M_t = \beta \cdot (J_1 + n \cdot J_b + J_3) \tag{3.86}$$

în care J_1, J_b şi J_3 sunt momentele de inerție ale pânzei, brațului şi arborelui față de axa de rotație a arborelui, iar *n* reprezintă numărul de brațe.

3.4.2.4. Calculul la vibraţii

În timpul funcţionării pieptenelui oscilant, pînza, braţele şi arborele oscilant sunt supuse unor vibraţii forţate. Pentru evitarea fenomenelor de rezonanţă, este necesar ca vibraţiile proprii ale elementelor componente să aibă pulsaţii diferite de cele de regim ($\omega_0 \neq \omega_{regim}$). Se evită astfel reacţiuni intense în lagăre, uzură prematură a articulaţiilor, consumuri mari de energie sau chiar distrugerea pieselor.

Este necesar ca frecvenţele proprii (critice) de vibraţie, de ordinul I, să prezinte valori superioare frecvenţelor de regim, cu cel puţin 40%; funcţionarea are loc astfel la turaţii mai mici decât cele corespunzătoare primei zone de rezonanţă, evitându-se vibraţiile cu amplitudini mari, atât în regimul normal de exploatare, cât şi în fazele de oprire ale maşinii.

a) Braţe

Se consideră braţul ca o grindă cu masă continuă concentrată care provine de la pânza pieptenelui repartizată unui braţ – figura 3.33.

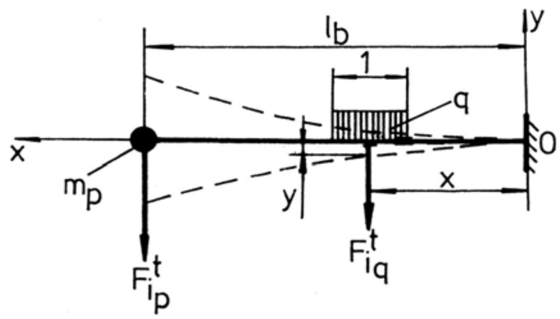


Fig. 3.33

S-au notat în figură:

- m_p - masa pânzei care revine unui braţ,
- q_t - masa medie distribuită pe lungimea braţului: $q = \dfrac{m_b}{l_b}$
- F^t_{iq} - forţa de inerţie ce revine unităţii de lungime a braţului.

Ecuaţia diferenţială a oscilaţiilor libere de încovoiere pentru grinda considerată este de forma:

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + q \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \tag{3.87}$$

în care: $E{\cdot}I$ este rigiditatea medie a brațului, *iar* $y=f(x,t)$.

Primul termen al relației (3.87) reprezintă forța elastică distribuită pe unitatea de lungime a grinzii, iar al doilea - forța de inerție tangențială a masei q. Soluția acestei ecuații poate fi exprimată astfel:

$$y = v\text{-}sin(\omega_0 \cdot t + \varphi) \tag{3.88}$$

în care v este funcție numai de abscisa x şi reprezintă amplitudinea oscilației, iar ω_0 este pulsația oscilațiilor libere.

Introducând relația (3.87) în (3.88) se obține:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^4 v}{dx^4} - \omega_0^4 \cdot q \cdot v = 0 \tag{3.89}$$

Notând cu

$$\beta^4 = \frac{\omega_0^2 \cdot q}{E \cdot I} \tag{3.90}$$

ecuația diferențială capătă forma:

$$\frac{d^4 v}{dx^4} - \beta^4 \cdot v = 0 \tag{3.91}$$

sau

$$\frac{d^4 v}{d\left(\beta x^4\right)} - v = 0 \tag{3.92}$$

Soluția generală a acestei ultime relații este:

$$v = A_1 \cdot S(\beta x) + A_2 \cdot T(\beta x) + A_3 \cdot U(\beta x) + A_4 \cdot V(\beta x) \tag{3.93}$$

în *care* A_1 A_2, A_3 *şi* A_4 sunt constantele de integrare, iar $\mathrm{S}(\beta x)$, $\mathrm{T}(\beta x)$,$\mathrm{U}(\beta x)$ şi $\mathrm{V}(\beta x)$ sunt combinațiile cunoscute de funcții circulare şi hiberbolice propuse de A.N. Krâlov:

$$\begin{aligned} &\mathrm{S}(\beta x)=0{,}5(\mathrm{ch}\,\beta x + \cos\beta x) \\ &T(\beta x) = 0{,}5\ \{sh\,\beta x + \sin\ \beta x) \\ &U(\beta x) = 0.5\ (ch\,\beta x\ \text{-}\cos\beta x) \\ &V(\beta x) = 0{,}5\ (sh\,\beta x - \sin\ \beta x) \end{aligned} \tag{3.94}$$

Aceste funcții au următoarele proprietăți:
pentru $\beta x = 0$ rezultă: S(0)=1, T(0)=U(0)=V(0)=0, iar derivatele se prezintă sub forma:

$f(\beta x)$	$f'(\beta x)$	$f''(\beta x)$	$f'''(\beta x)$
$S(\beta x)$	$\beta V(\beta x)$	$\beta U^2(\beta x)$	$\beta^2 T(\beta x)$
$T(\beta x)$	$\beta S(\beta x)$	$\beta^2 V(\beta x)$	$\beta^3 U(\beta x)$
$U(\beta x)$	$\beta T(\beta x)$	$\beta^2 S(\beta x)$	$\beta^3 V(\beta x)$
$V(\beta x)$	$\beta U(\beta x)$	$\beta^2 T(\beta x)$	$\beta^3 S(\beta x)$

Condițiile la limită pentru capătul încastrat sunt:

$$x=0 \begin{Bmatrix} \nu = 0 \\ \nu' = 0 \end{Bmatrix}$$

Rezultă:
$A_1 = A_2 = 0$, iar ecuația (3.93) devine:

$$\nu = A_3 U(\beta x) + A_4 \cdot V(\beta x) \tag{3.95}$$

Pentru capătul liber ($x=l_b$) momentul încovoietor este egal cu zero, situație în care

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0 = \nu''$$

Totodată, în aceeași secțiune acționează forța tăietoare

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^3 y}{\partial x^3}$$

care, pe de altă parte este egală cu forța de inerție $F_{ip}^{t} = m_p \dfrac{\partial^2 y}{\partial t^2}$

Rezultă:

$$\nu''' = \frac{m_p \cdot \omega_o^2 \cdot \nu}{E \cdot I} \tag{3.96}$$

Din relațiile (3.90) şi $q = m_b \cdot l \cdot l_b$ se obține:

$$\omega_0 = \frac{\beta^2 \cdot E \cdot I \cdot I_b}{m_b} \tag{3.97}$$

Astfel ν''' devine:

$$\nu''' = -\frac{m_p}{m_b} \cdot \nu \cdot \beta^4 \cdot l_p \tag{3.98}$$

În consecință, condițiile la limită pentru capătul liber sunt:

$$\mathrm{X} = \mathrm{l_b} \left\{ \begin{array}{c} \nu''' = 0 \\ \nu''' = -\dfrac{m_p}{m_b} \cdot \nu \cdot \beta^4 \cdot l_b \end{array} \right\}$$

Aplicând aceste ultime două condiții se obține sistemul:

$$\begin{aligned} & A_3 \cdot S(\beta l_b) + A_4 \cdot T(\beta l_b) = 0 \\ & A_3 \cdot \left[V(\beta l_b) + \frac{m_p}{m_b} \cdot \beta \cdot l_b \cdot U(\beta l_b) \right] + A_4 \cdot \frac{m_p}{m_b} \cdot \beta \cdot l_b \cdot V(\beta l_b) + A_4 \cdot S(\beta l_b) = 0 \end{aligned} \tag{3.99}$$

Acest sistem omogen în raport cu A_3 şi A_4 are soluție diferită de zero:

$$\Delta = \begin{vmatrix} S(\beta l_b) & T(\beta l_b) \\ V(\beta l_b) + \dfrac{m_p}{m_b} \cdot \beta \cdot l_b \cdot U(\beta l_b) & S(\beta l_b) + \dfrac{m_p}{m_b} \cdot \beta \cdot l_b \cdot V(\beta l_b) \end{vmatrix} = 0$$

Determinantul Δ astfel obținut structurează ecuația pulsațiilor, întrucât produsul (βl_b) conține pulsația proprie ω_0.

Din această ecuație se poate ajunge la forma:

$$\beta \cdot l_b = \frac{m_b}{m_p} = \frac{S^2(\beta l_b) - T(\beta l_b) \cdot V(\beta l_b)}{T(\beta l_b) \cdot U(\beta l\ ) - S(\beta l_b) \cdot V(\beta l_b)} \tag{3.100}$$

Pentru aplicații se foloseşte un grafic, ca în figura 3.34.

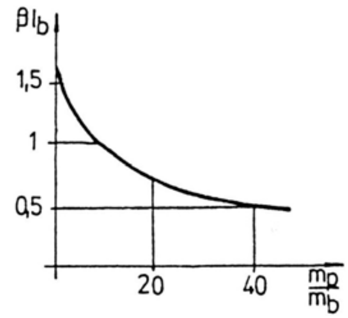


Fig. 3.34

Din relația (3.90) rezultă:

$$\omega_0 = \beta^2 \sqrt{\frac{E \bullet I}{q}} \tag{3.101}$$

Prin înmulțire cu l_b^2/l_b^2 se obține pulsația proprie de oscilație a brațilui:

$$\omega_0 = \left(\beta \cdot l_b\right)^2 \sqrt{\frac{E \cdot I}{q \cdot l_b^4}} \tag{3.102}$$

b) Ansamblul arbor-brațe-pânza – figura 3.35

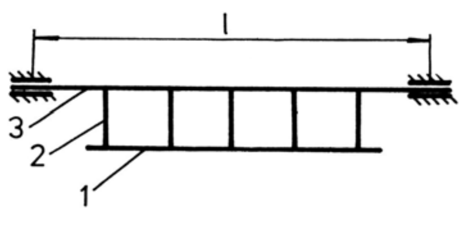


Fig. 3.35

Pentru calculul pulsației ω_o a oscilațiilor proprii ale ansamblului, se consideră că acesta formează o grindă cu masă proprie distribuită q şi se apelează la relația cunoscută:

$$\omega_0 = \lambda \sqrt{\frac{E \cdot I_x}{q \cdot I^4}} \tag{3.103}$$

în care λ capătă valori în funcție de gradul de încastrare în reazeme - fig. 3.36.

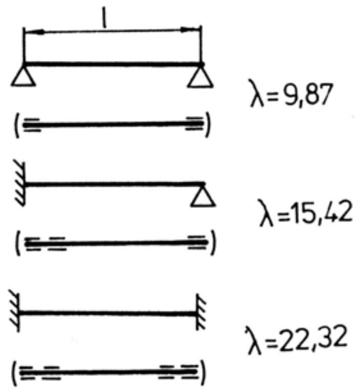


Fig. 3.36

În cazul în care ω_0 este prea aproape de ω_{regim} se va acționa asupra mărimilor din ecuația (3.103) astfel:

- I_x se mărește folosind un arbore tubular;
- q se micșorează folosind, de asemenea arbore tubular;
- l se micșorează prin introducerea unui lagăr intermediar.

c) Pânza

Pentru stabilirea pulsației proprii ω_0 a pânzei se adoptă ipotezele:

- grindă încastrata la capete,
- masă uniformă distribuită.

În aceste condiții se aplică relația (3.103) cu $\lambda = 22,37$.

Ținând cont că pe durata unui ciclu pânza este supusă unor oscilații forțate cu $2\,\omega_{regium}$ (datorită modului în care acționează forța centrifugă) rezultă $\omega_o \geq 2,8\omega_{regim}$

3.4.2.5. Echilibrarea mecanismului pieptenului oscilant detașor

Pentru ca în funcționare să se evite vibrațiile cu amplitudini și accelerații mari este necesară echilibrarea mecanismului - figura 3.37.

În principiu se echilibreazâ static, separat, ansamblul 3' (arbore oscilant + brațe + pânză) și ansamblul format din elementele1, 2, 3 și 4 (mecanismul patrulater articulat plan propriu -zis).

Echilibrarea primului ansamblu se realizează în mod curent prin

amplasarea excentrică a axei de oscilaţie faţă de axa geometrică a arborelui, ca în figura 3.32.

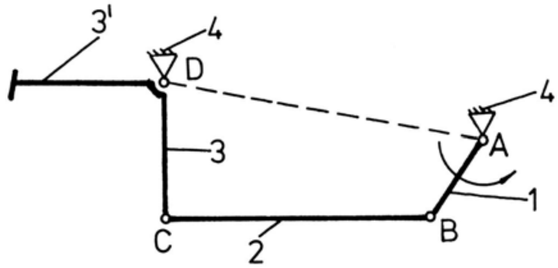


Fig. 3.37

Mecanismul patrulater 1, 2, 3 şi 4 poate fi echilibrat, apelând la două variante:

- varianta 1 - centrul de masă al elementelor componente mobile 1, 2 şi 3 să fie situate într-un punct fix care se află pe linia AD a batiului; această soluţie se recomandă, întrucât necesită mase mari de echilibrare;

- varianta II - se consideră că punctual C al mecanismului descrie o dreaptă, funcţionarea asemănându-se cu cea a unui mecanism manivelă - piston, acesta din urmă fiind supus echilibrării, după metodele cunoscute. Rezultatele obţinute prin aplicarea acestei variante conduc la mase mai mici decât în primul caz, nerealizându-se totuşi o eliminare a vibraţiilor (soluţie acceptată practic pentru astfel de mecanisme de acţionare).

3.4.2.6. Descărcarea mecanismului cu ajutorul unei bare de răsucire

Micşorarea forţelor care solicită rulmenţii se realizează, aşa cum se arată în figura 3.38 cu ajutorul unei bare de răsucire; capătul A al barei este legat de arboreal oscilant, capătul B fiind la batiu.

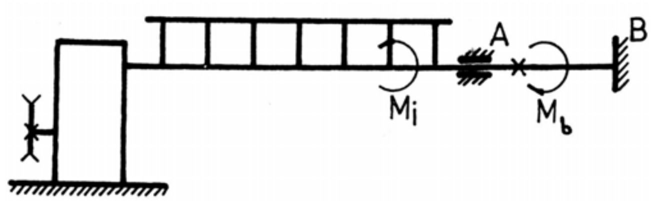


Fig. 3.38

Atunci când pieptenele funcționează, bara acționează cu un moment de răsucire M_b de sens contrar momentului forțelor de inerție M_i provenit de la organele aflate în mişcare oscilantă, obținându-se momentul rezultant:

$$M_r = M_i - M_b \tag{3.104}$$

în care $M_i = M_t$ (M_t - din relația (3.86) şi figura 3.32.

Momentul rezistent M_b, furnizat de bara de răsucire este dat de expresia:

$$M_b = \frac{G \cdot I \cdot \beta_b}{l_b} \tag{3.105}$$

În această relație G reprezintă modulul de elasticitate transversal, $I_p = \pi d^2 / 32$ şi reprezintă momentul de inerție polar al secțiunii; d - diametrul barei, β_b - unghiul de răsucire al barei, măsurat față de poziția în care bara este complet descărcată ($M_b=0$), în radiani; l_b - lungimea activă a barei.

Bara de răsucire este capabilă să descarce mecanismul pieptenului oscilant, aşa cum se prezintă în figura 3.39, în care apar curbele de variație a momentului forțelor de inerție M_i momentul rezistent M_b şi momentul rezultant M_r.

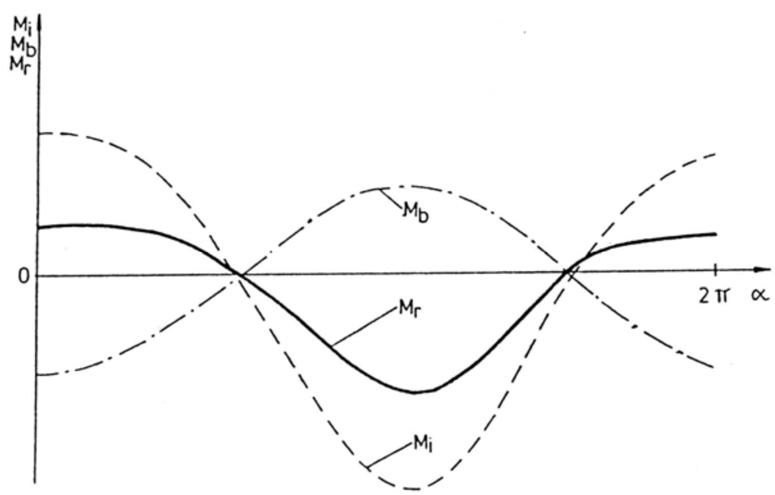


Fig. 3.39

Capitolul 4

MAŞINI DE PIEPTĂNAT

Maşinile de pieptănat se utilizează în procesele tehnologice de obţinere a unor fibre cu caracteristici fizico-mecanice superioare (fineţe, uniformitate, rezistenţă).

Prin operaţiile de pieptănare se îndepărtează din semifabricate fibrele scurte şi cele încâlcite, corpurile străine care se mai află încă în masa fibroasă; în plus este realizată şi o paralelizare mai avansată a fibrelor în cadrul înşiruirii rezultate.

Din punct de vedere constructiv se întâlnesc diferite tipuri de maşini de pieptănat în funcţie de caracteristicile fibrelor prelucrate.

Chiar dacă pentru prelucrarea aceluiaşi fel de fibră există deosebiri privind soluţiile şi elementele constructive ale mecanismelor componente; maşinile de pieptănat pot fi grupate în:

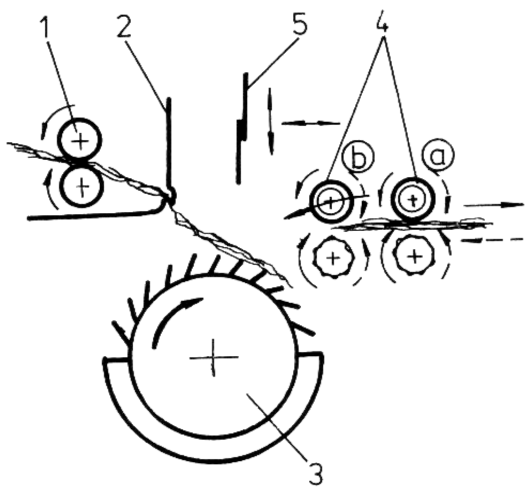


Fig. 4.1

- maşini cu debitare intermitentă;
- maşini tip Heilmann (cu distanţă constantă între cleşti şi pieptenele circular) pentru fibre tip lână şi fibre lungi tip bumbac;
- tip Nasmith (cu distanţă variabilă între cleşti şi pieptenele circular) pentru fibre tip bumbac – figura 4.1;
- maşini verticale pentru fuior;
- maşini cu debitare continuă cu piepteni circulari pentru lână.

4.1. Piepteni circulari şi rectilinii

Calitatea pieptănării şi producţia maşinilor de pieptănat depind în mare masură de:

- fineţea şi aşezarea acelor (desime, înălţime, înclinare),
- creştera intensităţii de pieptănare pe parcursul unui ciclu,
- evitarea ruperilor, a antrenării fibrelor lungi către deşeuri şi a smulgerii mănunchiurilor din cleşti.

4.1.1. Ace pentru piepteni

Se utilizează două tipuri de ace (fig.4.2):

- cu secţiune circulară,
- plate.

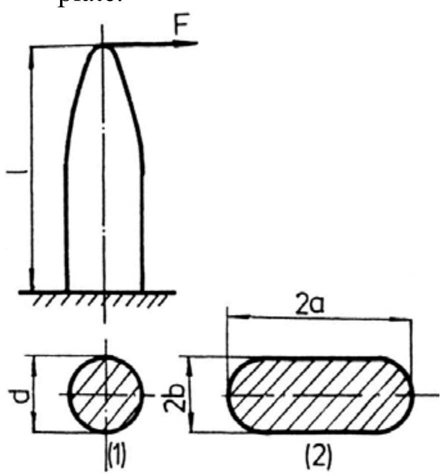


Fig. 4.2

Între aceste tipuri de ace sunt deosebiri atât din punct de vedere al rezistenţei, cât si din punct de vedere tehnologic.

Pentru acelaşi număr de fineţe al acelor, mai rezistente sunt cele plate.

$$\sigma_i^{(1)} = \frac{F \cdot l}{0{,}1 \cdot d^3};$$

$$\sigma_i^{(2)} = \frac{4 \cdot F \cdot l}{a^2 \cdot b}.$$

De exemplu,pentru ace cu fineţea nr.27 (d=0,4 mm, 2a=0,85 mm, 2b=0,4 mm) rezultă:

$$\frac{\sigma_i^{(1)}}{\sigma_i^{(2)}} = 0{,}58$$

În ceea ce priveşte efectul tehnologic, la acele plate se realizează un control mai bun asupra mănunchiului de fibre dintre două ace alăturate, ceea ce face sa crească eficienţa pieptănării – figura 4.3. În plus, la acele plate, distanţa dintre ace este aproape aceeaşi, atât la bază cât şi la vârful lor, oferind o eficienţă sporită de pieptănare.

Dintre condiţiile tehnice pe care trebuie să le îndeplinească acele, se menţionează:

- duritatea 54….60 HRC,

- rugozitatea $R_a \leq \ldots \mu m$,
- toleranța la înălțime Δl =0,2 mm,
- toleranța la grosime Δd =0,02 mm.

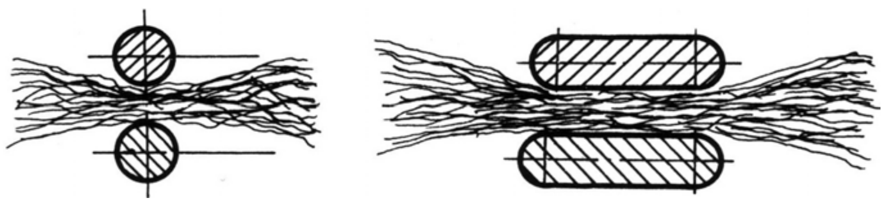


Fig. 4.3

Calitatea acelor se controlează şi prin deformațiile la încovoiere; astfel încât pentru ace rotunde la o îndoire cu $15°$ nu trebuie să apară deformații remanente, iar în cazul acelor plate la încovoieri de $60°$ să nu apară ruperi de peste $5\%_0$.

4.1.2. Piepteni circulari

Pe corpul pieptenului (1) – figura 4.4, sunt montate baretele cu ace prin intermediul suportului (3); unghiul de repartizare γ al acelor pe suprafața cilindrică a pieptenului are valori cuprinse între $90°$ (soluții construncive mai vechi) şi $160°$ (la maşini moderne, de exemplu cele ale firmei Schlumberger/Franța).

Odată cu creşterea lui γ se obține eficiență mărită pentru pieptănare.

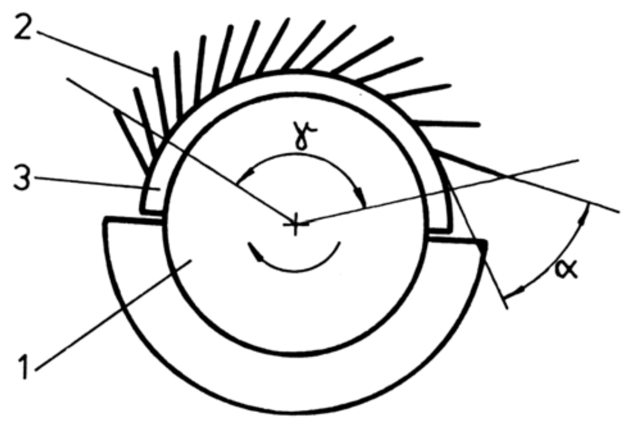


Fig. 4.4

La primele barete se montează ace mai groase, cu lungimi active δ mai mari (de ex. 5-7 mm) şi cu desime mai mică; pe măsură ce se ajunge la ultima baretă, δ şi grosimea scad (δ=2-3 mm), iar desimea acelor creşte. Suma ($\delta + h$) este aceeaşi pentru toate baretele – figura 4.5.

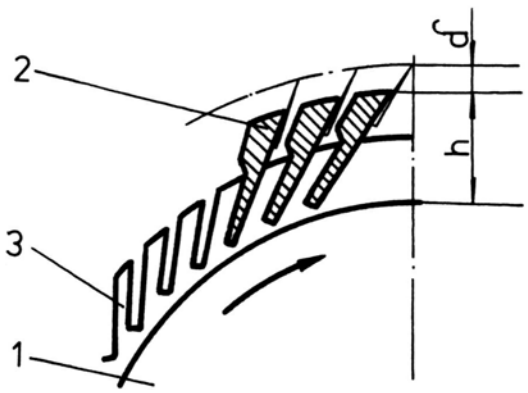


Fig. 4.5

Unghiul de înclinare α al acelor de pe barete faţă de tangenta la pieptene influenţează intensitatea la pieptănare; este întâlnit cu valori de $35°...50°$. Cu cât α este mai mare, forţa de pătrundere în mănunchiul de fibre este mai scăzută, iar calitatea pieptănării înrăutăţită; se adoptă în mod curent $\alpha = 40°....45°$.

Tabel 4.1

Maşina	**Număr barete**	**Diametrul pieptenului circular (mm)**	**Turaţia arborelui principal (rot/min)**	**Producţia Kg/h/cap debitor**
Saco-Lowell (model 47)	14	152,4	125	3,5
Rieter (model E7/4)	14	-	240	2.....5
Whitin (model J)	17	127	165	3,75
Century-Platt	17	152,4	200	3,5
Textima (1300/1)	-	-	200	5
Schumberger	-	-	210	-

Tot în vederea sporirii eficienţei pieptănării, la o serie de maşini moderne (de ex. Schlumberger), pieptenii circulari sunt antrenaţi cu viteză variabilă – crescătoare în faza activă şi descrescătoare în cursa de

întoarcere; în acest scop antrenarea arborelui principal este realizată fie cu angrenaj eliptic, fie cu angrenaje cilindrice excentrice.

În tabelul 4.1 sunt prezentate date caracteristice pentru piepteni circulari folosiţi la o serie de maşini de pieptănat fibre tip bumbac.

4.2. Mecanismul cleştilor

Mecanismul cleştilor are rolul de a deplasa falca inferioară a acestora (la maşinile cu cleşti mobili) şi de a realiza închiderea şi deschiderea fălcilor, în conformitate cu condiţiile impuse in procesul tehnologic de pieptănare (mişcarea şi poziţia gurii cleştilor faţă de organele de lucru-pieptenii circular şi rectiliniu, cilindrii detaşori).

Proiectarea mecanismului va urmări ca din punct de vedere cinematic să se realizeze condiţiile impuse de diagrama ciclică, iar din punct de vedere dinamic să rezulte forţe cât mai reduse, consum scăzut de energie, mers liniştit. De asemenea soluţiile adoptate trebuie să permită efectuarea regulilor legate de tipurile şi caracteristicile fibrelor prelucrate, procentul de pieptănătură care trebuie obţinut, uniformitatea produsului livrat.

4.2.1. Schema cinematică pentru mecanismul cleştilor la maşina tip NASMITH

Pentru acţionarea cleştilor se utilizează două soluţii - figura 4.6.

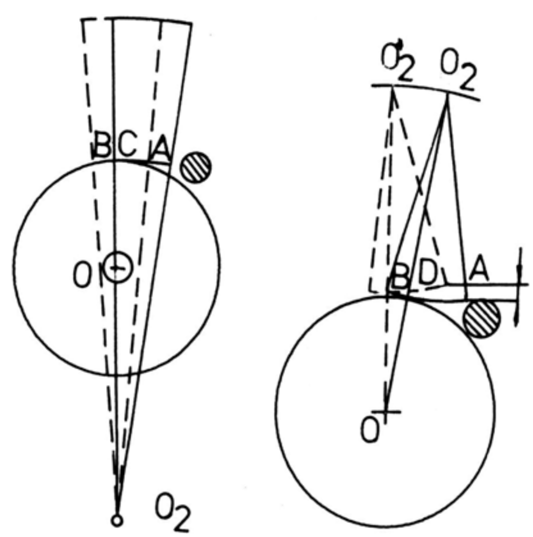
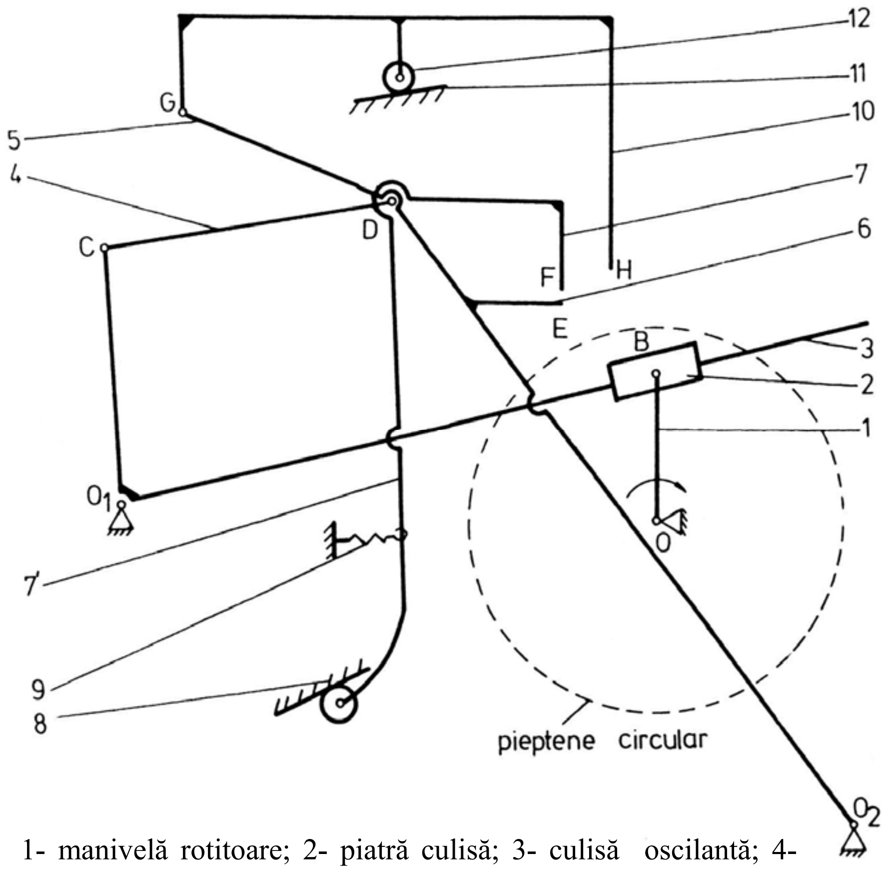


Fig. 4.6

La maşina de pieptănat sistem Nasmith vechi, acele pieptenului circular nu piaptănă fibra pe aceeaşi lungime, din cauza traiectoriilor neconcentrice ale cleştilor şi pieptenului circular - figurile 4.6a si 4.7. Centrul de oscilație O_2 este situate sub pieptenele circular şi are poziția cea mai apropiată a clesşelui față de cilindrul detaşor, când se prelucrează bumbac cu fibră scurtă, iar liniile punctuate indică poziția cea mai depărtată, când se piaptănă bumbac cu fibră lungă.



1- manivelă rotitoare; 2- piatră culisă; 3- culisă oscilantă; 4- bielă; 5- balansier; 6- falcă inferioară; 7- falcă superioară cleşte; 8- camă pentru deschiderea cleştelui(fixată la batiu); 9- arc pentru închiderea cleştelui; 10- pieptene rectiliniu; 11- camă pentru mişcarea pieptenului rectiliniu (fixată la batiu); 12- rolă.

Fig. 4.7

La maşina de pieptănat sistem Nasmith nou - figura 4.6b, mişcarea de oscilatie a cleştilor se desfăşoară în jurul axului dispus deasupra pieptenului circular. Centrul de oscilație se poate deplasa de-a lungul arcului $O_2 O_2^{'}$, cu centrul în centrul O al pieptenului circular. Arcul de pieptănare, fată de acele pieptenului circular, rămâne constant la diferite reglaje ale cleştilor.

Pieptenele rectiliniu se mişcă odată cu cleştele, ridicarea şi coborârea lui realizându-se cu ajutorul unei role prinsă de brațul pieptenului; rola vine în contact cu o camă fixată la batiu - figura 4.7.

Distanța dintre marginile fălcii inferioare a cleştelui şi linia de prindere a cilindrilor detaşori, când cleştele se află în poziția înainte, influențează procentul de pieptănătură. Reglarea acestei distanțe, se face simultan pentru toate capetele debitoare la maşina sistem Nasmith model nou, şi nu modifică ecartamentul dintre cleşti şi acele pieptenului rectiliniu, aşa cum se întâmplă la maşina model vechi, unde după reglarea distanței dintre cleşti şi cilindri detaşori este necesar ca fiecare pieptene rectiliniu să fie reglat din nou.

4.2.2. Elemente de calcul cinematic pentru subansamblul de comandă al cleştilor

Structura acestui subansamblu este realizată pe scheletul unui mecanism manivelă-culisă oscilantă – figura 4.8, care are drept condiție de existență inegalitatea $r \le a$.

Mişcarea de rotație a manivelei (1) este transformată într-o mişcare de balans a culisei (3) între cele două poziții de extrem O_1B_1 şi O_1B_{11}, care corespund pozițiilor extreme ale cleştelui; pentru O_1B_1 cleştele se află în apropierea cilindrilor detaşori, iar pentru O_1B_{11} în poziția limită înapoi.

Considerând viteza unghiulară ω_1 a manivelei constantă, culisa execută cele două curse în timpi diferiți:

- t_a - pentru cursa activă (arcul $B_{II}B_{III}B_I$),
- t_p - pentru cursa pasivă sau de întoarcere (arcul $B_IB_{IV}B_{II}$).

Corespunzător celor două curse, deci şi celor doi timpi, manivela se roteşte cu unghiul ($360° - 2\alpha_0$). Pozițiile B_I şi B_{II}, respectiv unghiul α_0 se stabilesc după diagrama ciclică alcătuită pe baza cerințelor tehnologice; rezultă astfel şi raportul r/a (de ex. la maşina Nasmith-modelul vechi: $\alpha_0 = 72°$, r = 70,5 mm şi a = 228 mm).

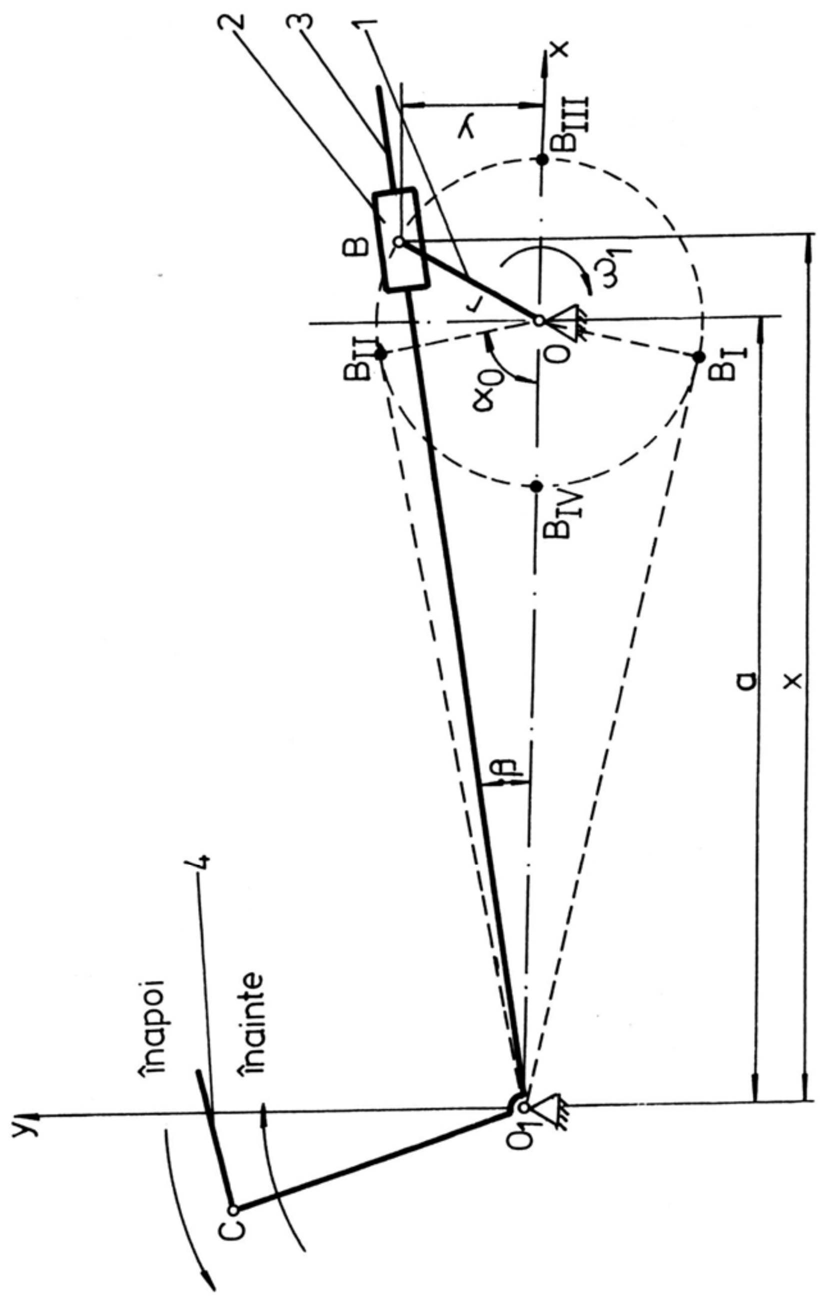

2
3
1
x
λ
B
B_{III}
ω_1
B_{II}
O
α_0
B_I
B_{IV}
β
a
x
4
înapoi
înainte
y
O_1
C

Fig. 4.8

Poziţia cleştilor la un moment dat este determinată de cea a culisei, deci de unghiul β, care la rândul său este dependent de unghiul de rotire al manivelei:

$$\beta = arctg\left[\frac{r\cdot\sin\alpha}{a + r\cdot\cos\alpha}\right] \tag{4.1}$$

Relaţia (4.1) reprezintă ecuaţia spaţiilor, care prin derivare în raport cu timpul conduce la ecuaţiile vizitelor, respectiv a acceleraţiilor; ω_1 se consideră constantă.

$$\beta = \omega_3 = \omega_1\cdot\left[\frac{\cdot\cos\alpha +}{a^2 + r^2 + 2\cdot a\cdot r\cdot\cos\alpha}\right] \tag{4.2}$$

$$\ddot{\beta} = \varepsilon_3 = \omega_1^2\cdot r\cdot a\cdot\left(r^2 - a^2\right)\cdot\sin\alpha\left[\frac{a\cdot\left(r^2 - a^2\right)\cdot\sin\alpha}{a^2 + r^2 + 2a\cdot r\cdot\cos\alpha}\right] \tag{4.3}$$

Cu ajutorul relaţiilor (4.1), (4.2) şi (4.3) se determină legea de mişcare pentru orice punct solidar legat de culisă, deci şi a lui C.

4.2.3. Mecanismul cleştelui şi al pieptenului rectiliniu

Când cleştele se deplasează spre cilindri detaşori - figurile 4.1 şi 4.7, la poziţia precizată de diagrama ciclică a maşinii, rola fixată pe braţul fălcii superioare (7) vine în contact cu cama (8), falca superioară depărtându-se de cea inferioară (6); totodată, pieptenele rectiliniu (10) coboară, pătrunde în mănunchiul de fibre şi piaptănă partea din spate a mănunchiului, utilizând în acest scop cama (11) şi rola (12).

În vederea determinării traiectoriilor diferitelor puncte ale mecanismului se recomandă aplicarea metodei intersecţiilor, reprezentări grafice la scari mai mari de 2:1 şi un număr de peste 20 de poziţii succesive de studiu/ciclu; aceste precizări iau în considerare faptul că traiectoriile diferitelor puncte sunt mult mai mici decât dimensiunile elementelor.

De asemenea este avantajos ca studiul cinematic să pornească de la trasarea hodografelor vitezelor pentru punctele care necesită stabilirea legilor de mişcare; prin integrare grafică se obţin curbele de spaţiu, iar prin derivarea grafică, diagramele de acceleraţii.

Cu ajutorul legilor de mişcare se determină forţele de inerţie necesare calculelor organologice.

Încărcările care acţionează în cuplele cinematice ale mecanismului analizat se determină prin calcul cinetostatic; în acest scop se aleg acele poziţii pentru care forţele de inerţie au valori maxime şi minime.

Asupra elementelor mecanismului acţionează forţele de greutate, forţele de inerţie, forţele elastice şi forţele tehnologice (acestea din urmă au valori neglijabile).

Trebuie ca în calcul să se ia în considerare faptul că falca superioară este acţionată cu două pârghii (7'), fiecare fiind acţionată de câte un arc (9) - figura 4.7.

Analiza cinetostatică se realizează, spre exemplu, pentru situaţia în care fălcile sunt închise (între rolă şi cama (8) nu există contact); se urmăresc succesiv subansamblele:

- 11, 12, 10;
- 7, 9, 6;
- 5, 4;
- 3, 2, 1.

a) Calculul cinetostatic pentru subansamblul pieptene rectiliniu + rolă + camă

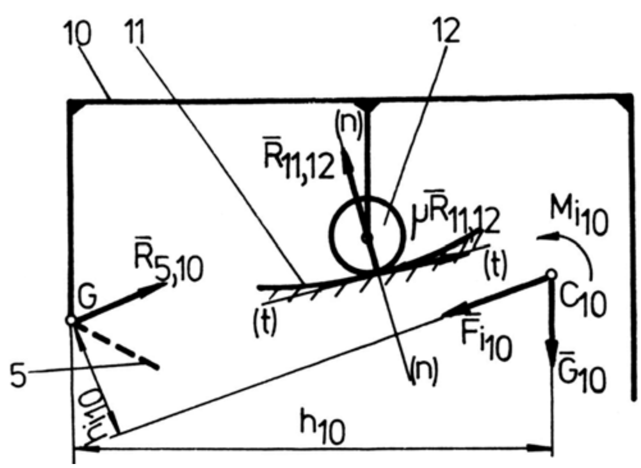


Fig. 4.9

Asupra elementelor componente ale acestui sumansamblu - figura 4.9, acţionează următoarele forţe şi momente:

- forţa de greutate a pieptenului rectiliniu $\overline{G}_{10}$ aplicată în centrul de masă respectiv (C_{10});

- forţa de inerţie $\overline{F}_{i10}$ a pieptenului rectiliniu aplicată în acelaşi centru C_{10};

- momentul forţelor de inerţie aplicat pieptenului rectiliniu M_{10};

- reacţiunea normală $\overline{R}_{11,12} = -\overline{R}_{12,11}$ care apare în zona cuplei superioare (camă-rolă);

- forţa de frecare $\mu\overline{R}_{11,12} = -\mu\overline{R}_{12,11}$ a contactului camă-rolă;

- reacţiunea $\overline{R}_{10,12} = -\overline{R}_{12,10}$ din zona articulaţiei dintre rolă şi pieptene;

- reacţiunea $\overline{R}_{5,10} = -\overline{R}_{10,5}$ din cupla G.

Se consideră cunoscute: $\overline{G}_{10}, \overline{F}_{i10}, M_{i10}$.

Se neglijează forţele de inerţie şi de greutate ale rolei (12) şi forţele de frecare din articulaţiile rolei.

Prin aplicarea metodei grafo-analitice de studiu cinetostatic se determină reacţiunile $\overline{R}_{10,12}$ şi $\overline{R}_{11,12}$.

Ecuaţia de echilibru a momentelor faţă de centrul cuplei G este:

$$\left(\sum M_i\right)_{10} = 0 = G_{10}h_{10} + F_{i10}h_{i10} + M_{i10} + R_{11,12}h_{11,12} + \mu R_{11,12}h'_{11,12} \qquad (4.4)$$

Pentru determinarea braţelor h_{10} şi h_{i10} problema nu reprezintă nici o dificultate; în cazul braţelor $h_{11,12}$ şi $h'_{11,12}$ trebuie ca în prealabil să fie figurate direcţiile forţelor $\overline{R}_{11,12}$ (n-n) şi $\mu\overline{R}_{11,12}$ (t-t) pentru ca apoi să se determine în raport cu punctul G aceste distanţe.

Rezultă din ecuaţia (4.4) singura mărime necunoscută: $\overline{R}_{11,12} = \overline{R}_{11,12}$ (sens şi modul).

Din ecuaţia de echilibru a forţelor pe elementul (12) rezultă reacţiunea $\overline{R}_{10,12} = -\overline{R}_{12,10}$.

$$\left(\sum F\right)_{12} = 0 \qquad \overline{R}_{11,12} + \mu\overline{R}_{11,12} + \overline{R}_{10,12} = 0 \qquad (4.5)$$

Reacţiunea din cupla de rotaţie $G^{'}\overline{R}_{5,10} = -\overline{R}_{10,5}$ se determină cu ajutorul ecuaţiei de echilibru de forţe pe elementul 10:

$$\left(\sum F\right)_{10} = 0 \qquad \overline{R}_{5,10} + \mu\overline{R}_{12,10} + \overline{F}_{I,10} + \overline{G}_{10} = 0 \qquad (4.6)$$

Rezolvările ecuaţiilor (4.5) şi (4.6) apelează la constucţiile corespunzătoare poligoanelor de forţe - figura 4.10.

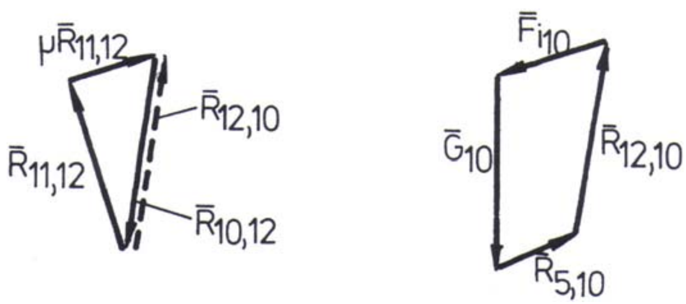


Fig. 4.10

b) Calculul cinetostatic pentru subansamblul falcă superioară +arc+rolă+camă

Se adoptă situaţia când cleştele strânge mănunchiul de fibre, situaţie în care rola nu vine în contant cu camă (8) - figura 4.11.

În aceste condiţii, asupra fălcii (7) acţionează:

- forţa de apăsare tehnologică pentru strângerea mănunchiului F_t;
- forţa elastică a arcului (9), F_e, cu ajutorul căruia se realizează strângerea cleştelui;
- reacţiunea din articulaţia D, $\overline{R}_{5,7}$;
- forţa de greutate G_7;
- forţa de inerţie $F_{i7;}$

Se neglijează forţele de greutate şi inerţie aler rolei.

Forţa de apăsare $\overline{F}_t$ are valori suficient de mari astfel încât fibrele din cleşte să nu fie smulse în timpul pieptănării; această forţă are întotdeauna suportul perpendicular pe direcţia FD pentru ca strîngerea să fie eficientă.

Prin analiza cinetostatică sunt determinate forţele $\overline{R}_{5,7}$ şi $\overline{F}_e$.

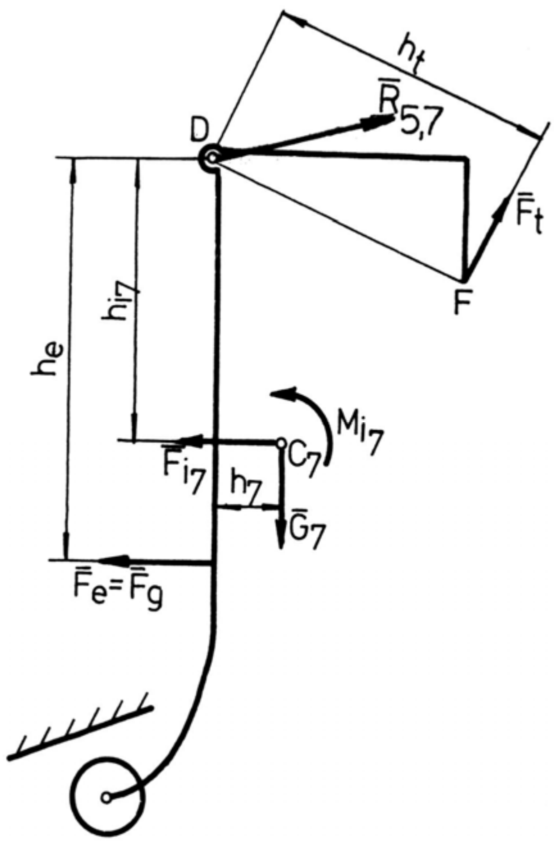


Fig. 4.11

Forța $\overline{F}_e$ se obține din ecuația de echilibru a momentelor în raport cu centrul articulației D:

$$\left(\sum M_D\right)=0 \qquad F_t\cdot h_t+G_7\cdot h_7+F_{i7}\cdot h_{i7}+M_{i7}+F_e\cdot h_e=0 \tag{4.7}$$

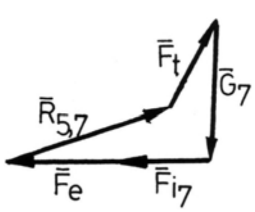


Fig. 4.12

Reacțiunea $\overline{R}_{5,7}$ se determină cu ajutorul poligonului de forțe construit pe baza ecuației de echilibru de forțe pe elementul (7) - figura 4.12:

$$\overline{F}_t+\overline{R}_{5,7}+\overline{G}_7+\overline{F}_{i7}+\hat{F}_e=0 \tag{4.8}$$

c) Calculul cinetostatic pentru subansamlul bielă+falcă inferioară – figura 4.13.

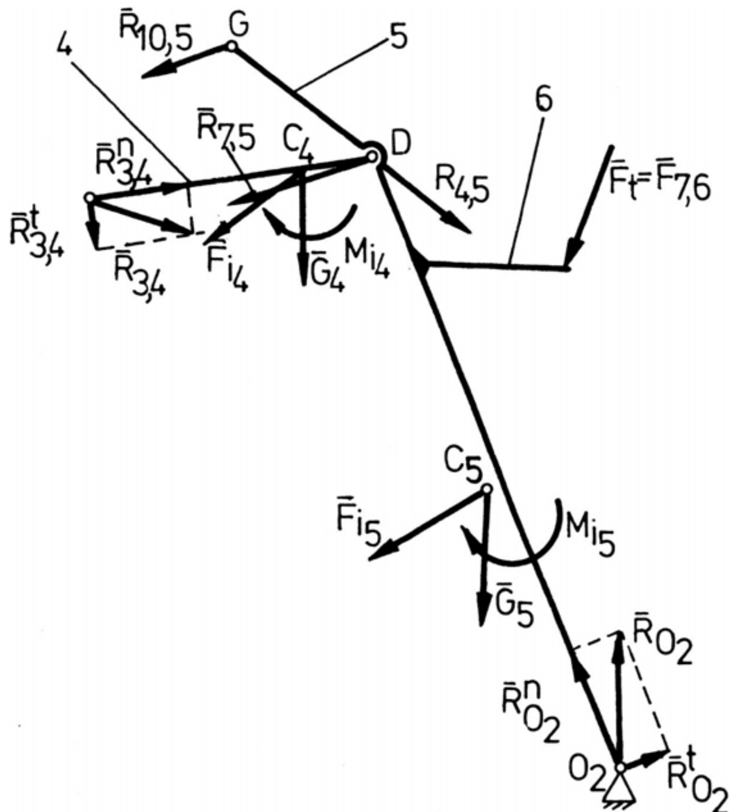


Fig. 4.13

Se cunosc:

- forța tehnologică $\overline{F}_t$;
- forțele de greutate şi de inerție ale elementelor 4 şi 5 - $\overline{G}_4 \overline{G}_5$, $\overline{F}_{i4}$ şi $\overline{F}_{i5}$;
- momentele forțelor de inerție M_{i4} şi M_{i5};
- reacțiunea $\overline{R}_{10,5}$ din cupla G;
- forța $\overline{R}_{7,5}$ din cupla D.

Prin analiză cinetostatică se determină reacțiunile din cuplele C, D şi $O_2 - \overline{R}_{3,4}, \overline{R}_{4,5}$ şi $\overline{R}_{0,2}$.

Reacțiunile din cuplele C şi O_2 se decompun în câte două componente, fiecare având suporți cunoscuți:

$\overline{R}_{3,4}^{'} \perp CD, \overline{R}_{3,4}^{n} \| CD, \overline{R}_{02}^{'} \perp O_2D, \overline{R}_{02}^{n} \| O_2D.$

Componentele $\overline{R}_{3,4}^{'}$ şi $\overline{R}_{02}^{'}$ se determină din ecuațiile de echilibru a momentelor, în raport cu centrul articulației D, transpuse pentru elementele 4 şi 5, considerând cunoscute brațele lor, în raport cu punctul D - h_5, h_{i5}, h_t, h_{75}.

$$\left(\sum M_D\right)_4 = 0 = R_{3,4}^{'} \cdot l_{CD} + G_4 \cdot h_4 + F_{i4} \cdot h_{i4} + M_{i4} \tag{4.9}$$

$$\left(\sum M_D\right)_5 = 0 = R_{02}^{'} \cdot l_{02D} + G_5 \cdot h_5 + F_{i5} \cdot h_{i5} + M_{i5} + F_t \cdot h_t + R_{7,5} \cdot h_{7,5} + R_{10,5} \cdot h_{10,5} \tag{4.10}$$

Componentele $\overline{R}_{3,4}^{n}$ şi $\overline{R}_{02}^{n}$ se calculează cu ajutorul ecuației de echilibru a forțelor pe întreg subansamblul şi a poligonului de forțe corespunzător - figura 4.14.

$$\left(\sum F\right)_{4,5} = 0 = \overline{R}_{02}^{n} + \overline{R}_{02}^{'} + G_5 + \overline{F}_{i5} + \overline{F}_t + \overline{R}_{7,5} + \overline{G}_4 + \overline{F}_{i4} + \overline{R}_{3,4}^{n} + \overline{R}_{3,4}^{'} + \overline{R}_{10,5} \tag{4.11}$$

Se determină astfel reacțiunile $\overline{R}_{0,2}$ şi $\overline{R}_{3,4}$:

$$\overline{R}_{02} = \overline{R}_{02}^{n} + \overline{R}_{02}^{t}$$

$$\overline{R}_{3,4} = \overline{R}_{3,4}^{n} + \overline{R}_{3,4}^{t}$$

Reacțiunea din cupla D se obține fie din ecuația de echilibru de forțe pe elementul 4 - relația (4.12) şi figura 4.15, fie din cea corespunzătoare elementul 5 - relația (4.13).

$$\left(\sum F\right)_4 = 0$$

$$\overline{R}_{3,4} + \overline{G}_4 + \overline{F}_{i4} + \overline{R}_{5,4} = 0 \tag{4.12}$$

$$\left(\sum F\right)_5 = 0$$

$$\overline{R}_{02} + \overline{G}_5 + \overline{F}_{i5} + \overline{F}_t + \overline{R}_{7,5} + \overline{R}_{4,5} + \overline{R}_{10,5} = 0 \tag{4.13}$$

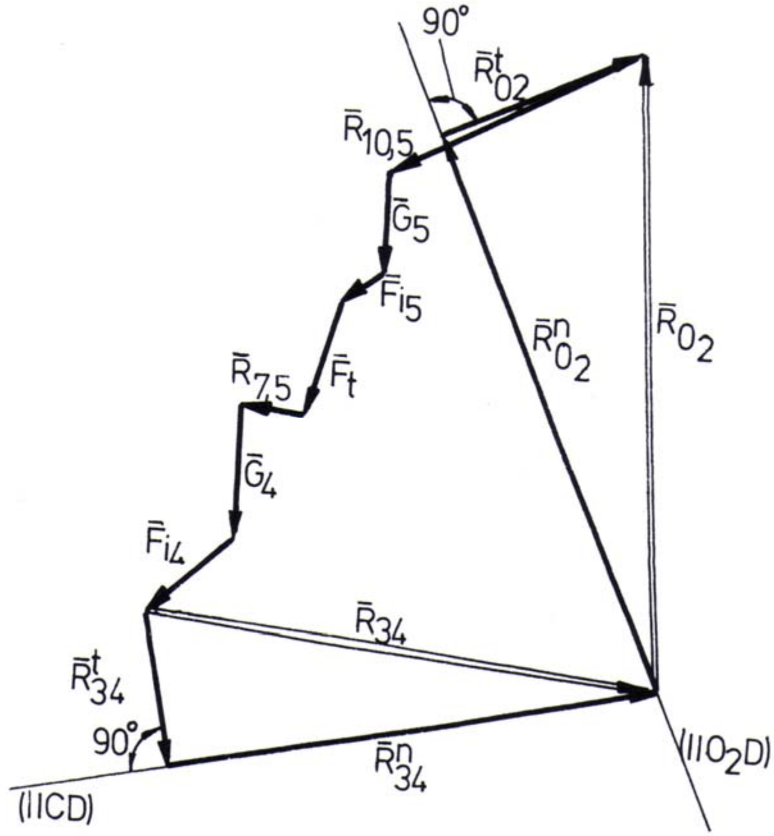


Fig. 4.14

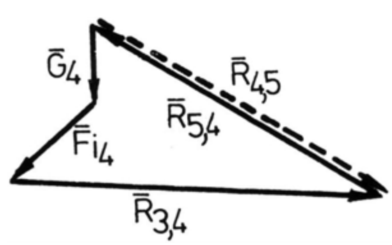


Fig. 4.15

d) Calculul cinetostatic pentru subansamblul culisă oscilantă+piatră de culisă – figura 4.16

Acest grup de elemente comandă toate cele *n* capete de debitare ale maşinii.

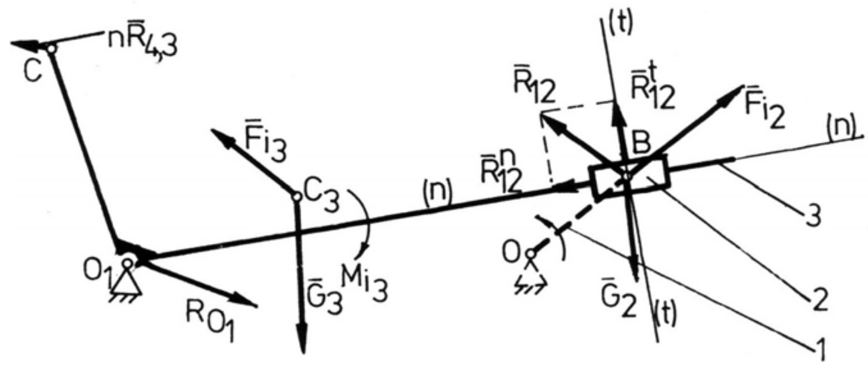


Fig. 4.16

Pentru acest subansamblu se consideră cunoscute:

- forțele de greutate $\overline{G}_2$ şi $\overline{G}_3$;
- forțele şi momentele forțelor de inerție $\overline{F}_{i2}$, $\overline{F}_{i3}, M_{i3}$;
- reacțiunea $\left(n \cdot \overline{R}_{4,3}\right)$.

Se determină pe cale grafo-analitică reacțiunile $\overline{R}_{01}, \overline{R}_{2,3}$ şi $\overline{R}_{1,2}$, luându-se în considerare următoarele observații:

- reacțiunea $\overline{R}_{1,2}$ se poate descompune pe două direcții cunoscute - $\overline{R}^t_{1,2} \perp O_1B$ şi $\overline{R}^n_{1,2} \| O_1B$;
- reacțiunea $\overline{R}_{2,3} = -\overline{R}_{3,2}$ are suport perpendicular pe O_1B (ca pentru orice reacțiune din cuplele de translație);
- brațele forțelor în raport cu punctul $O_1 - h_2, h_{i2}, h_3, h_{i3}, h_{43}$.

Din ecuația de echilibru a momentelor pentru întreg subansamblul în raport cu punctul O_1 se obține componenta $\overline{R}^t_{1,2}$:

$$\left(\sum M_{01}\right)_{2,3} = 0$$

$$R^t_{1,2} \cdot l_{01B} + F_{i2} \cdot h_{i2} + G_2 \cdot h_2 + G_3 \cdot h_3 + F_{i3} \cdot h_{i3} + M_{i3} + \left(n \cdot R_{3,4}\right) \cdot h_{43} = 0 \tag{4.14}$$

Apelând la echilibrul forțelor pe elementul 2 - relația (4.15) şi la poligonul corespunzător – figura 4.17, se determină componenta $\overline{R}^n_{1,2}$ (respectiv reacțiunea $\overline{R}_{1,2}$) şi reacțiunea $\overline{R}_{3,2}$:

$$\left(\sum F\right)_2 = 0 \qquad \overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{12}^t + \overline{R}_{3,2} + \overline{F}_{i2} + \overline{G}_2 = 0 \qquad (4.15)$$

Reacțiunea $\overline{R}_{01}$ se obține din ecuația de echilibru a forțelor pe elementul 3 - relația (4.16) şi figura 4.18:

$$\left(\sum F\right)_3 = 0 \qquad \overline{R}_{2,3} + \overline{G}_3 + \overline{F}_{i3} + \left(n \cdot \overline{R}_{4,3}\right) + \overline{R}_{01} = 0 \qquad (4.16)$$

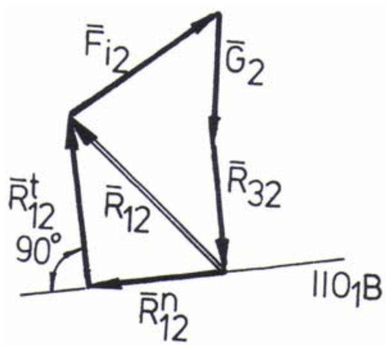


Fig. 4.17

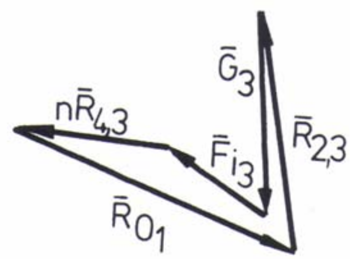


Fig. 4.18

4.3. Mecanismul pentru mişcarea de rotație a cilindrilor detaşori

Cilindrii au rolul de a prelua manunchiurile pieptănate şi de a realiza suprapunerea şi lipirea acestora - figura 4.19. În acest scop ei se rotesc înainte – pentru detaşare şi înapoi – pentru lipire în cadrul unui ciclu (o rotație completă a pieptănului circular).

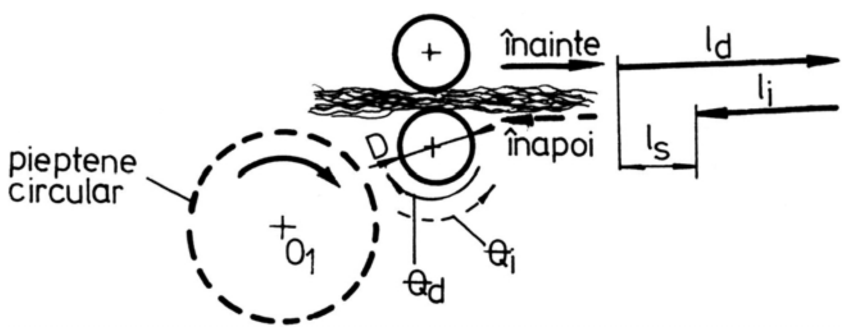


Fig. 4.19

Notând cu l_d - lungimea de văl antrenată la mers înainte şi cu l_i - lungimea de văl înapoiată pentru lipire, lungimea efectiv debitată la un ciclu este lungimea de suprapunere l_s:

$$l_s = l_d - l_i \tag{4.17}$$

Pentru realizarea acestor mişcări de rotaţie au fost concepute diferite mecanisme; la maşina Nasmith - modelul vechi, se foloseşte un sistem complicat cu liviere cu sectoare dinţate şi cuplaje rigide dinţate, care limitzează viteza de lucru a maşinilor.

Soluţii bune se întâlnesc, de exemplu, la maşina Within – modelul J, care lucrează cu viteze mărite (150 …. 165 rot/min) sau la maşina Century - Platt tip 720 (200 rot/min).

4.3.1. Schema cinematică şi principiul de funcţionare privind mecanismul sistemului Within

Pe durata unui ciclu se realizează suprapunerea a două mişcări de rotaţie la cilindri detaşori: o mişcare constantă realizată prin roţile dinţate $z_1 .... z_7$ - figura 4.20 şi o mişcare de rotaţie suplimentară, care într-o anumită fază a ciclului se adaugă (viteză mărită la cilindrul detaşor), iar într-o altă fază se scade (cilindrul detaşor se roteşte în sens contrar).

Mişcarea de rotaţie suplimentară se obţine cu ajutorul unui mecanism diferenţial alcătuit din roţile $z_3, z_4, z_5, z_{,6}$ la care mişcarea variabilă este introdusă de portsatelitul *p* acţionat de cama plană cu canal C, prin intermediul unui levier oscilant.

Prin rotirea camei cu unghiul φ_1, levierul oscilant, deci şi portsatelitul este rotit cu unghiul α_h; astfel cilindrul detaşor capătă o mişcare rapidă înainte. Prin rotirea camei în continuare cu φ_0 portsatelitul va fi în repaus, cilindrul detaşor continuă să se rotească înainte, însă cu viteză redusă. Pe intervalul φ_2, portsatelitul se roteşte în sens contrar, cilindrul detaşor căpătând mişcarea înapoi.

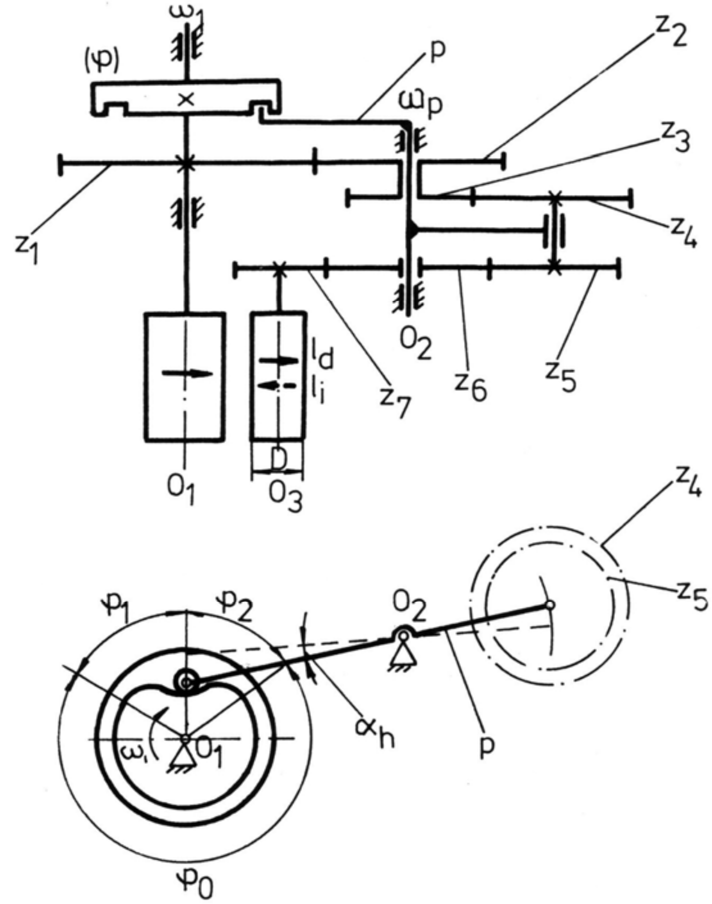


Fig. 4.20

4.3.2. Elemente de calcul cinematic

Pentru un astfel de mecanism (Within – model J) este necesar să stabilească relațiile cinematice de legătură între mecanismul cu roți dințate şi cel cu camă, pentru ca tehnologic, să se realizeze lungimea de debitare l_s impusă.

Lungimile l_d şi l_i - relația (4.17), pot fi exprimate sub următoarele forme:

$$l_d = \theta_d \cdot D/2 \tag{4.18}$$

$$l_i = \theta_i \cdot D/2 \qquad (4.19)$$

în care:

D este diametrul cilindrului detaşor,

θ_d - unghiul de rotire înainte al cilindrului detaşor corespunzător rotirii arborelui principal cu unghiul $(\varphi_1 + \varphi_0)$; .

θ_i - unghiul de rotire înapoi al cilindrului detaşor corespunzător rotirii arborelui φ_2.

Relațiile de calcul pentru unghiurile θ_d şi θ_i se stasbilesc pe baza analizei structurii şi funcționării mecanismelor cu roți dințate şi cu camă.

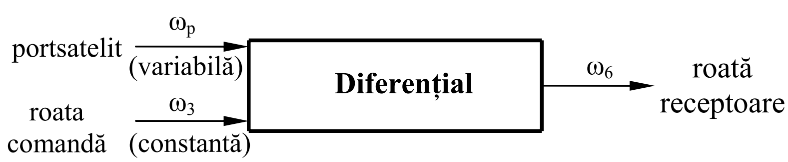


Fig. 4.21

Din figura 4.21 rezultă pentru mecanismul diferențial următoarea expresie pentru relațialui Willis:

$$i_{3,6}^{p} = \frac{\omega_3 - \omega_p}{\omega_6 - \omega_p} \qquad (4.20)$$

în care: ω_3 - viteza unghiulară de comandă (ω_3 = const.),

ω_6 - viteza unghiulară receptoare,

ω_p - viteza unghiulară a portsatelitului $(\omega_p \neq const.)$

Acelaşi raport de transmitere $i_{3,4}^{p}$ poate fi exprimat sub forma :

$$i_{3,6}^{p} = \frac{z_4 - z_6}{z_3 - z_5} \qquad (4.21)$$

Dacă se înlocuiesc în relația (4.20) vitezele unghiulare cu unghiurile de rotație corespunzătoare acestora, măsurate în acelaşi interval de timp *Δt* se obține:

$$\beta_6 = \frac{\beta_3}{i_{3,6}^p} + \alpha \cdot \left(l - \frac{l}{i_{3,6}^p} \right) \tag{4.22}$$

în care $\beta_6 = \omega_6 \cdot \Delta t$, $\beta_3 = \omega_3 \cdot \Delta t$ şi $\alpha = \omega_p \cdot \Delta t$

Din structura schemei cinematice rezultă:

$$\beta_6 = \theta \cdot \frac{z_7}{z_6} \tag{4.23}$$

şi

$$\beta_3 = \varphi \cdot \frac{z_1}{z_2} \tag{4.24}$$

φ şi θ fiind unghiurile de rotire pentru arborele principal şi pentru cilindrul detaşor.

Astfel relația (4.22) devine:

$$\theta = \frac{z_6}{z_7} \cdot \left[\varphi \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{1}{i_{3,6}^p} + \alpha \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{3,6}^p} \right) \right] \tag{4.25}$$

Ținând cont că raportul global de transmitere al mecanismului cu roți dințate este:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_7} = i_{3,6}^p \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_7}{z_6} \tag{4.26}$$

rezultă pentru unghiul θ o nouă expresie:

$$\theta = \frac{1}{i} \cdot \varphi + \alpha \cdot \frac{z_6}{z_7} \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{3,6}^p} \right) \tag{4.27}$$

La o rotire a camei cu unghiul $\varphi_1 (\varphi = \varphi_1, \alpha = \alpha_h)$, cilindrul detaşor se roteşte înainte cu unghiul θ_1:

$$\theta_1 = \frac{1}{i} \cdot \varphi_1 + \alpha_h \cdot \frac{z_6}{z_7} \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{3,6}^p} \right) \tag{4.28}$$

Pentru intervalul φ_0 portsatelitul este în repaus $(\alpha = 0)$, iar cilindrul se roteşte încet înainte cu unghiul θ_0:

$$\theta_0 = \frac{1}{i} \cdot \varphi_0 \tag{4.29}$$

La o rotire a camei cu unghiul φ_2, portsatelitul se roteşte în sens contrar (unghiul α_h este negativ), iar cilindrul detaşor îşi schimbă sensul de rotaţie:

$$\theta_2 = \frac{1}{i} \cdot \varphi_2 - \alpha_h \cdot \frac{z_6}{z_7}\left(1 - \frac{1}{i_{3,6}^{p}}\right) \tag{4.30}$$

Rezultă că detaşarea realizată la mişcarea înainte se realizează prin rotirea cilindrulu detaşor cu unghiul θ_d:

$$\theta_d = \theta_1 + \theta_0 = \frac{1}{i} + (\varphi_0 + \varphi_1) + \frac{z_6}{z_7} \cdot \alpha_h \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{3,6}^{p}}\right) \tag{4.31}$$

Reducerea mănunchiului pentru suprapunere se realizează prin rotirea înapoi a cilindrului detaşor cu unghiul θ_i:

$$\theta_i = \theta_2 = \frac{1}{i} \cdot \varphi_2 - \frac{z_6}{z_7} \cdot \alpha_h \cdot \left(1 - \frac{1}{i_{3,6}^{p}}\right) \tag{4.32}$$

Cu valorile obţinute pentru θ_d şi θ_i se calculează lungimile l_d, l_i şi în final lungimile de suprapunere l_s - relaţiile (4.17), (4.18) şi (4.19).

Practic, pentru proiectare, se stabilesc numerele de dinţi ale roţilor z_1.......z_7 în funcţie de lungimile l_d şi l_i care trebuie să satisfacă cerinţele tehnologice (lungimea de suprapunere l_s).

4.3.3. Aspecte cu privire la cinematica mecanismului de comandă a diferenţialului (camă-levier oscilant)

Funcţionarea acestui mecanism este caracterizată prin trei faze de mişcare a tachetului reprezentat prin levierul oscilant al portsatelitului p - figura 4.20:

- faza de ridicare (unghiul de fază φ_1),
- faza de staționare superioară (unghiul de fază φ_0),
- faza de coborâre (unghiul de fază φ_2).

Valorile acestor unghiuri se stabilesc după diagrama ciclică a maşinii, pentru a fi îndeplinite cerințele tehnologice.

Deplasarea levierului oscilant trebuie să se realizeze după legi de mişcare, care să ofere o funcționare fară şocuri, în special la viteze mari de rotație ale camei.

Sunt contraindicate legile de mişcare cu accelerații constante egale cu zero, întrucât crează şocuri dure.

Patrametri geometrici de bază ai mecanismului sunt:

- unghiul de oscilație al levierului (α_h) care se stabileşte astfel încât împreună cu celelalte date cinematice ale mecanismului de antrenare a cilindrului detaşor inferior, să se realizeze lungimea de suprapunere $l_s = l_d - l_i$
- raza minimă a camei - $r_{\min}$, care se determină în funcție atât de valoarea admisibilă a unghiului de presiune, cât şi de respectarea condiției $2r_0 \geq (1{,}5.....2)d$ (d - diametrul arborelui pe care se montează butucul camei);
- raza maximă a camei - $r_{\max}$, se stabileşte în funcție de raza minimă şi de lungimea $l_{O_1O_2}$ pentru a se obține unghiul α_h.

Profilul camei se stbileşte cu ajutorul legilor de mişcare adoptate pentru cursele de ridicare şi coborâre şi a parametrilor geometrici de bază.

Pentru a se evita desprinderea levierului de pe camă, rola acestuia va fi ghidată într-o camă plană cu canal.

Se recomandă:

a) Mişcarea cu accelerație trapezoidală modificată – figura 4.22, care conține zone cu accelerație sinusoidală; se obține o valoare ,mai scazută pentru accelerația maximă, ceea ce îmbunătățeşte comportamentul dinamic:

$$\ddot{\alpha}_{\max} = 4{,}9 \cdot \frac{h}{\varphi_1^2} \ \text{(pentru } \varphi_1' = \frac{\varphi_1}{8}\text{)} \tag{4.33}$$

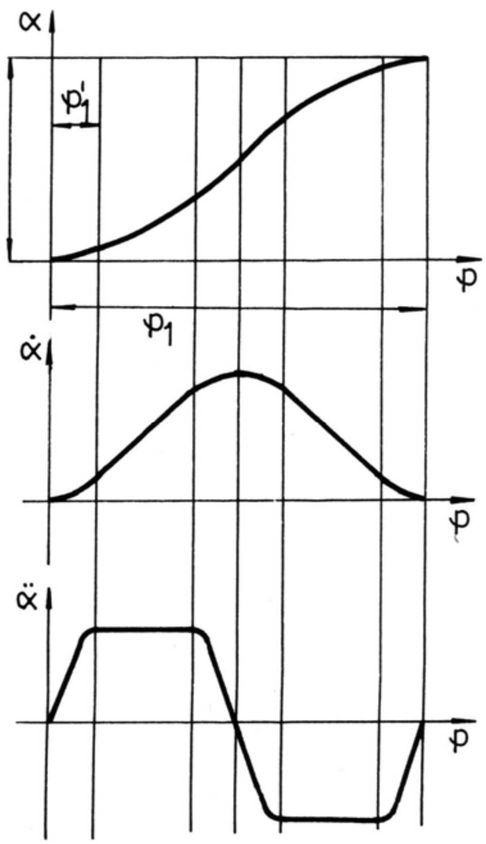


Fig. 4.22

b) Mişcarea cu acceleraţie sinusoidală - figura 4.23.

$$\begin{cases} \alpha = \dfrac{\alpha_h}{\varphi_1}\varphi - \dfrac{\alpha_h}{2\pi}\cdot\sin\dfrac{2\pi}{\varphi_1}\varphi \\ \alpha = \dfrac{\alpha_h}{\varphi_1}\varphi - \dfrac{\alpha_h}{\varphi_1}\cdot\cos\dfrac{2\pi}{\varphi_1} \\ \alpha = \dfrac{2\pi\alpha_h}{\varphi_1^2}\cdot\sin\dfrac{2\pi}{\varphi_1}\cdot\varphi \\ \alpha_{\max} = 6{,}28\cdot\dfrac{\alpha_h}{\varphi_1^2} \end{cases} \tag{4.34}$$

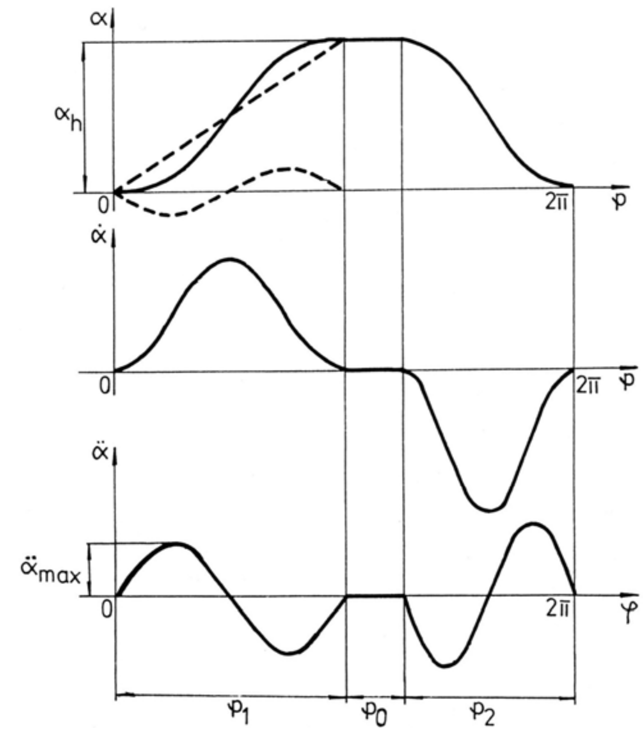


Fig. 4.23

d) Mişcarea polinomială de gradul 3-4-5

$$\begin{cases} \alpha = \alpha_h \cdot \left[10 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 - 15 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^4 + 6 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^5 \right] \\ \dot{\alpha} = \frac{\alpha_h}{\varphi_1} \cdot \left[30 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 - 60 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 + 30 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^4 \right] \\ \ddot{\alpha} = \frac{\alpha_h}{\varphi_1} \cdot \left[60 \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1} - 180 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^2 + 120 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1} \right)^3 \right] \\ \ddot{\alpha}_{\max} = 5.8 \cdot \frac{\alpha_h}{\varphi_1^2} \end{cases} \tag{4.35}$$

La viteze mai scăzute de rotaţie ale camei, se pot adopta:

- legea de mişcare cu acceleraţie constantă $\left(\ddot{\alpha}_{\max} = 4 \cdot \frac{\alpha_h}{\varphi_1^2}\right)$
- legea de mişcare cu acceleraţie cosinusoidală $\left(\ddot{\alpha}_{\max} = 4{,}9 \cdot \frac{\alpha_h}{\varphi_1^2}\right)$

caracterizate de funcţionări cu şocuri moi.

4.3.4. Schema cinematică, principiul de funcţionare şi elemente de calcul cinematic pentru mecanismul Century-Platt

Rotirea cilindrilor detaşori pentru realizarea lungimilor l_i şi l_d se obţine cu ajutorul unui diferenţial şi a mecanismului cu camă-levier oscilant - figura 4.24.

Diferenţialul este alcatuit din roţile dinţate z_1 şi z_2 (angrenaj interior), excentricul *E* fixat pe arborele *4* principal al maşinii şi portsatelitul *p* care comandă roata z_1; mişcarea portsatelitului este determinată de levierul oscilant *L* comandat de cama *C*; prin roţile z_3, z_4, z_5 şi z_6 mişcarea se transmite cilindrilor detaşori.

Relaţia lui Willis corespunzătoare acestui diferenţial este:

$$i_{12}^{p} = \frac{\omega_1 - \omega_p}{\omega_2 - \omega_p} \tag{4.36}$$

în care: ω_1 este viteza unghiulară de comandă (ω_1=const.),
ω_2 - viteza unghiulară receptoare,
ω_p - viteza unghiulară a portsatelitului ($\omega_p \neq$ const.).

Acelaşi raport de transmitere i_{12}^{p} poate fi exprimat şi sub forma:

$$i_{12}^{p} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \tag{4.37}$$

Din relaţia (4.36) rezultă:

$$\omega_2 = \frac{1}{i_{12}^{p}}\left(\omega_1 - \omega_2\right) + \omega_p \tag{4.38}$$

Transformând această relaţie în unghiuri corespunzătoare, rezultă:

$$\beta_2 = \frac{1}{i_{12}^p}(\varphi - \alpha) + \alpha \tag{4.39}$$

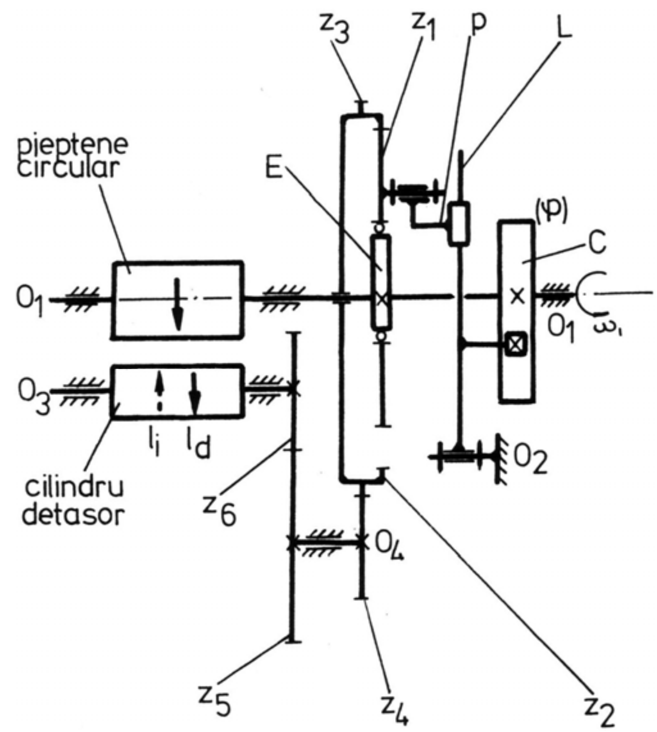


Fig. 4.23

Din figura 4.24, unghiul de rotire Θ la cilindrul detaşor este:

$$\theta = \beta_6 = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \beta_2 \tag{4.40}$$

În final se obține pentru θ:

$$\theta = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \left[\frac{1}{i_{12}^p} \cdot (\varphi - \alpha) + \alpha \right] \tag{4.41}$$

Cu ajutorul acestui unghi se stabilesc lungimile l_i şi l_d ca şi în cazul exemplului prezentat in § 4.3.2.

Capitolul 5

ELEMENTE DE PROIECTARE PRIVIND TRENURILE DE LAMINAT

Operația de laminare la maşinile pregătitoare pentru filat şi la maşinile de filat, urmăreşte subțierea înşiruirii de fibre din banda obişnuită anterior prin deplasarea fibrelor unele fața de altele pe direcția înşiruirii, cu ajutorul unor forțe aplicate în sensul deplasării la capetele lor din față.

Trenurile de laminat, în principiu, sunt alcătuite din două dispozitive de bază: dispozitivul de întindere şi dispozitivul de presare.

Dispozitivele de întindere sunt formate din cilindri alimentatori şi organe intermediare (cilindri intermediari, cilindri cu cureluşe, câmpuri de ace). Laminajul mecanic total al unui tren de laminat este:

$$L_m = \frac{v_d}{v_a} \tag{5.1}$$

în care v_a şi v_d sunt vitezele periferice ale cilindrilor alimentator şi debitor, cu $v_d > v_a$ - figura 5.1.

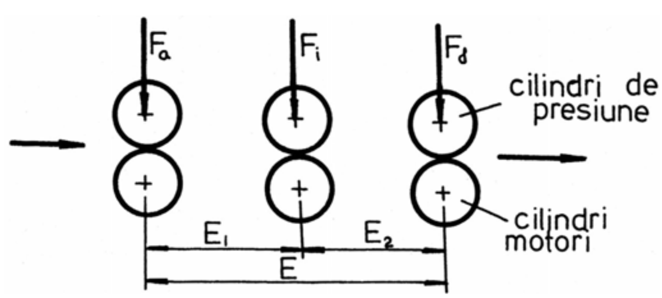


Fig. 5.1

Organele intermediare au viteze în acelaşi sens ca şi cilindrii alimentatori şi debitori cu valori cuprinse între v_a şi v_d.

În funcţie de structura organelor intermediare, trenurile de laminat se pot grupa în trenuri de laminat cu cilindri şi trenuri de laminat cu câmpuri de ace.

Dispozitivele de presare exercită forţe de apăsare asupra cilindrilor de presiune cu ajutorul unor pârghii şi greutăţi, cu arcuri, cu magneţi, cu elemente pneumatice sau hidraulice.

Sub aspect tehnologic, parametrii de bază ai unui tren de laminat sunt:

- laminajul total,
- laminajele parţiale,
- ecartamentele,
- diametrele cilindrilor,
- forţele de apăsare pe cilindri,
- vitezele de debitare.

Aceşti parametri sunt analizaţi şi precizaţi la disciplinele de tehnologie. Valorile parametrilor menţionaţi şi limitele între care se realizează reglajele sunt necesare pentru calculele de proiectare ale maşinilor respective.

5.1. Cilindrii trenurilor de laminat

Dimensiunile cilindrilor trenurilor de laminat ca şi materialele din care se execută cilindrii (îndeosebi cei de presiune) au influenţa asupra câmpului forţelor de frecare. Dacă se transcrie relaţia lui Hertz pentru corpuri cilindrice care vin în contact după o generatoare, privind lăţimea zonei de contact b se pot trage unele concluzii - figura 5.2.

$$b = 3.05\sqrt{\frac{q \cdot \rho_{red}}{E_{red}}} \tag{5.2}$$

în care:

- $q = \dfrac{F}{l}$ reprezintă încărcarea liniară pe unitatea de lungime a generatoarei (l - lungimea generatoarei);
- $\dfrac{l}{\rho_{red}} = \dfrac{l}{\rho_1} + \dfrac{l}{\rho_2}$;
- $E_{red} = \dfrac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$, ($E_1, E_2$- modulele de elasticitate, pentru materialele cilindrilor).

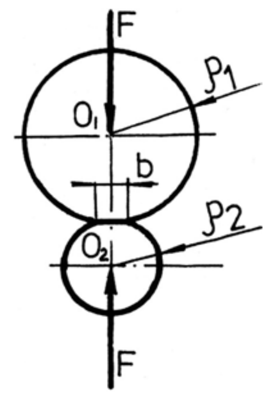


Fig. 5.2

Rezultă că o valoare mare pentru *b*, situație care conduce la îmbunătățirea câmpului forțelor de frecare, se obține prin:

- mărirea diametrelor cilindrilor,
- adoptarea de materiale cu module de elasticitate cu valori scăzute.

În cazul fibrelor scurte, cilindrii nu se pot adopta cu dimensiuni mari din cauza ecartamentelor mici impuse.

Cilindrii motori de la trenurile de laminat, de regulă cei inferiori, în mod obişnuit nu se execută din materiale elastice sau cu îmbrăcăminte elastică, datorită faptului că aceştia reprezintă organe care trebuie să ofere o bună rezistență.

Cilindrii de presiune, antrenați prin frecare de cilindrii motori, în marea majoritate a cazurilor, se căptuşesc la exterior cu materiale având modulul de elasticitate cu valoare mică.

a) Cilindrii motori sunt canelați pentru a mări aderența față de fibre şi pentru a micşora alunecarea cilindrilor de presiune; cilindrii pentru antrenarea cureluşelor, se execută cu suprafețe randaliante pentru o mai bună aderență a cureluşei - figura 5.3.

Cel mai utilizat profil pentru caneluri este cel trapezoidal; forma trapezoidală se obține după rectificarea canelurilor executate inițial cu profil triunghiular – figura 5.4.

Datorită apăsărilor între cilindri laminori, canelurile pot deteriora îmbrăcămintea elastică a cilindrilor de presiune, atunci cand ele apasă în acelaşi loc; pentru a se înlătura acest neajuns, canelurile se pot executa cu pas variabil, distribuit neuniform:

$$t_{max} = t_{med} \cdot (1+k)$$
$$t_{min} = t_{med} \cdot (1-k)$$

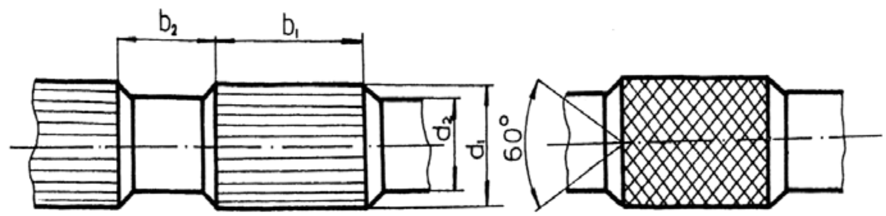


Fig. 5.3

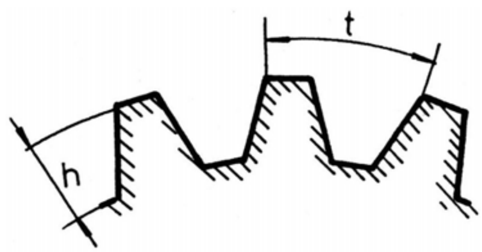


Fig. 5.4

Pentru fibrele tip bumbac: k ≈ 0,05 (la maşinile cu inele), k ≈ 0,06 (la flaiere), t_{med} = (1,4….2,2) mm, valorile mai mici fiind valabile pentru înşiruiri cu puține fibre.

Înălțimea canelurilor se adoptă (0,4……0,75) mm.

Înşiruirea de cilindri canelați şi randalinați, dirijată în lungul maşinii, se realizează din mai multe segmente îmbinate între ele, cu lungimi de regulă între 0.5.......1,3 m.

Îmbinarea segmenților se realizează prin filet şi zonă cilindrică de strângere cu ajustaj intermediar – figura 5.5, care oferă precizia necesară privind coaxialitatea şi bătaia radială în dreptul îmbinării.

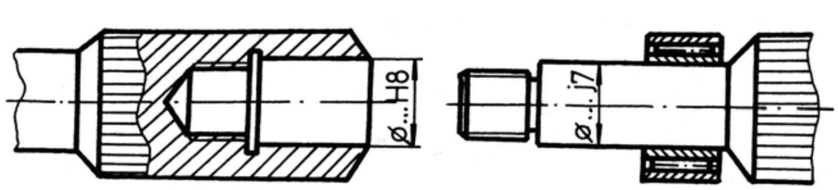


Fig. 5.5

Pe porțiunea cilindrică se montează şi lagărele de susținere a arborilor motori: se folosesc rulmenți cu ace UWL - STAS 11038-84.

Materialele folosite pentru cilindri canelați, trebuie să reziste îndeosebi la uzură; frecările continue cu fibrele în zona de lucru pot provoca uzura canelurilor, în timp relativ scurt, daca materialul nu corespunde sau nu este bine tratat.

Sunt indicate oțelurile de cementare (OLC 15), oțeluri cu un conținut ridicat de carbon (OLC 45) durificat superficial, oțelurile de cianurare. Se utilizează în mod curent OLC 45 tratat prin curenți de înaltă frecvență. Duritatea superficială este de (56 .... 62)HRC.

Pentru cilindri randalinați este suficient un oțel mai rezistent fără durificare superficială (de ex. OLC 70).

Atât cilindrii canelați, cât şi cei randalinați, trebuie finisați prin rectificare. Adâncimea stratului durificat rămas după rectificare, trebuie să fie aproximativ 0,5 mm.

Precizia diametrelor trebuie să se încadreze în limitele câmpului de toleranță h8/9.

Rugozitatea suprafețelor după rectificare la cilindri rondelați trebuie să fie cuprinsă în limitele $R_a \sqrt[0,3]{\ } \ldots \sqrt[0,6]{\ }$; la cilindrii canelați se cere o suprafață mai fină: $R_a \sqrt[0,1]{\ } \ldots \sqrt[0,2]{\ }$.

După montarea şi asamblarea segmenților pe maşina respectivă, bătaia radială maximă admisă, în orice moment, în orice punct a porțiunii canelate, nu trebuie să depăşească aprox. 0,08 .... 0,02 mm (valorile mai mici fiind pentru fibre fine).

b) Cilindrii de presiune – figura 5.6, pot fi clasificați astfel:

- metalici- cu suprafețe netede - cu încărcare direct pe cilindru,
                                        - cu încărcare pe rulment
- cu caneluri în angrenare;
- cu înveliş elastic - aplicat pe cilindru - plin,
                                                    - cu degajare,
                           - aplicat pe bucşă cu rulmenți,
- magnetici.

La cilindrii de presiune magnetici, forța de apăsare se exercită între cilindrii de presiune şi cilindrii inferiori, datorită fluxului magnetic având traseul indicat în figura 5.7.

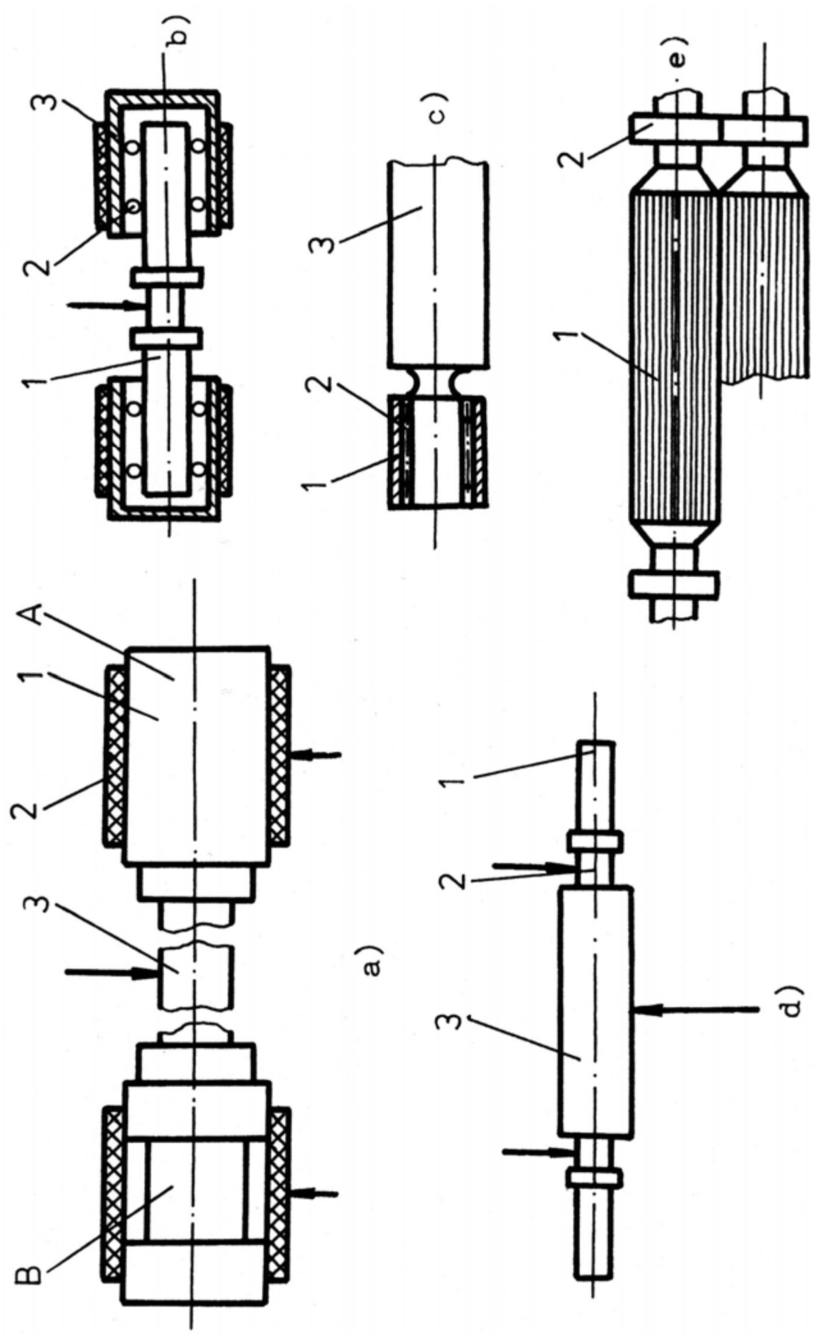
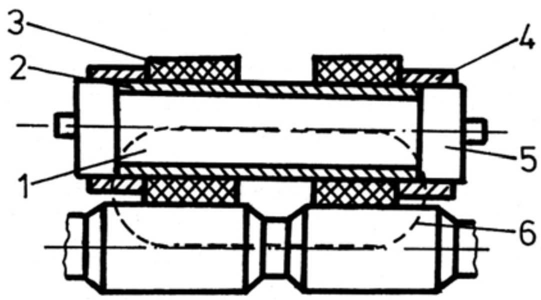


Fig. 5.6



1 – magnet permanent; 2 – bucşă diamagnetică; 3 – manşon elastic; 4 – inel feromagnetic; 5 – dop feromagnetic; 6 – flux magnetic
Fig. 5.7

Manşoanele elastice se execută din cauciuc, policlorură de vinil, piele.

Grosimea învelişului se ia în mod obişnuit între 3,5 .... 4,5 mm.

Manşoanele din P.V.C. şi piele, de regulă, se aplică prin încleiere; cele din cauciuc, prin presare.

Suprafeţele exterioare se rectifică pentru înlăturarea unor goluri şi a asperităţilor pentru a nu favoriza înfăşurarea fibrelor pe cilindri.

Abaterile admise la diametrul exterior sunt de 0,03 mm; bătaia radială maximă (0,02 … 0,03) mm.

Duritatea manşoanelor din P.V.C. şi cauciuc este cuprinsă între (65 … 85) Shore.

5.2. Elemente de calcul pentru cilindrii motori de la trenurile de laminat

Cilindrii motori de la trenurile de laminat reprezintă arbori aşezaţi pe un număr mare de lagăre solicitaţi la încovoiere şi răsucire, încărcările arborilor provin de la forţele de apăsare *Q* ale cilindrilor de presiune, de la roţile dinţate montate pe capetele în consolă ale acestora şi de la momentul motor de răsucire M_t aplicat prin intermediul roţilor dinţate – figura 5.8. Se neglijează forţele de greutate ale reperelor componete.

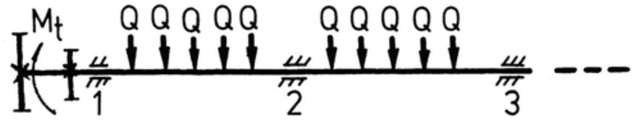


Fig. 5.8

Întrucât arborii sunt static nedeterminați, se recomandă pentru calculul la încovoiere folosirea metodei celor trei momente; forțele Q se consideră uniform repartizate. Calculul se efectuează pentru primele două tronsoane (cu lagărele 1, 2 şi 3), primul fiind cel mai încărcat la răsucire.

Urmărind încărcările pe perechile de cilindri ai unui tren de laminat - figura 5.9, se constată:

- la cilindrul motor debitor, de rază r_1, se aplică momentul de răsucire M_{t1};
- la cilindrul motor intermediar, de rază r_2, se aplică momentul M_{t2};
- la cilindrul motor alimentator, de rază r_3- momentul M_{t3};
- cilindrii de presiune acționează cu forțele Q_1, Q_2, Q_3 care se adoptă cu valorile maxime precizate de tehnologie;
- forțele de laminare sunt T_2 şi T_3 ;
- forța de tragere a inşiruirii de fibre este T_1.

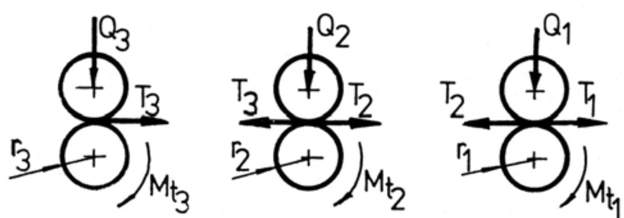


Fig. 5.9

Puterea consumată de trenul de laminat, considerând elementul (1) conducător este :

$$P_c = M_{t3} \cdot \omega_3 \cdot \frac{1}{\eta_{3,1}} + M_{t2} \cdot \omega_2 \cdot \frac{1}{\eta_{2,1}} + M_{t1} \cdot \omega_1 \qquad (5.2)$$

în care:

$$M_{t3} = M_{f3} - T_3 \cdot r_3,$$
$$M_{t2} = M_{f2} - T_2 \cdot r_2 + T_3 \cdot r_2,$$
$$M_{t1} = M_{f1} + T_2 \cdot r_1 - T_1 \cdot r_1,$$

unde, (M_{f1}, M_{f2}, M_{f3} sunt momentele de frecare reduse la arborii motori provenite de la lagăre).

Momentul M_t aplicat arborelui este:

$$M_t = \frac{P}{\omega_1} \tag{5.3}$$

Mecanismul de acționare pentru cei trei cilindri motori se realizează în conformitate cu recomandările prezentate în capitolul l, paragraful 1.2 - figurile 1.3 şi 1.4.

5.3. Trenuri de laminat cu câmpuri de ace

La prelucrarea materialelor cu fibre lungi (de ex. fibre liberiene, fibre tip lână) se folosesc trenuri de laminat cu câmpuri de ace cu scopul de a menține un câmp de forțe de frecare în intervalul dintre cilindrii alimentatori şi cilindrii debitori, cu ajutorul căruia se realizează un control mai eficient al fibrelor scurte, situate în zona de laminare, neprinse la capete de cilindri. Totodată, acele susțin fibrele pentru ca acestea să nu atârne între cilindrii alimentatori şi debitori, îndeplinind parțial şi funcția de pieptănare (paralelizarea, desfacerea ghemotoacelor şi eliminarea corpurilor străine).

Se întâlnesc câmpuri de ace *cu barete (lineale)* antrenate de şuruburi melc (la lână, la fibre liberiene), *cu lineale impingătoare* (la maşini moderne pentru fibre liberiene), cu cilindrii cu ace (la unele tipuri de laminoare pentru fibre scurte şi fine de lână). Trenurile de laminat cu barete antrenate de şuruburi melc pot fi cu un singur câmp de ace (la fibre lungi) sau cu două câmpuri (intersecting, la fibre scurte).

Datele privind finețea, distribuția şi poziția acelor, ecartamentele, limitele laminajului, viteza de debitare sunt precizate de tehnologie, în funcție de tipul maşinii, de caracteristicile fibrelor şi ale firelor care urmează a fi obținute.

Aspecte interesante din punct de vedere al proiectării prezintă trenurile de laminat cu barete cu ace antrenate de şuruburi melc, în special în ceea ce priveşte structura şi funcționarea mecanismelor de deplasare a baretelor.

5.3.1. Poziția şi numărul linealelor cu ace

Pentru un tren de laminat cu câmp de ace se consideră urmatoarele date de bază - figura 5.10:

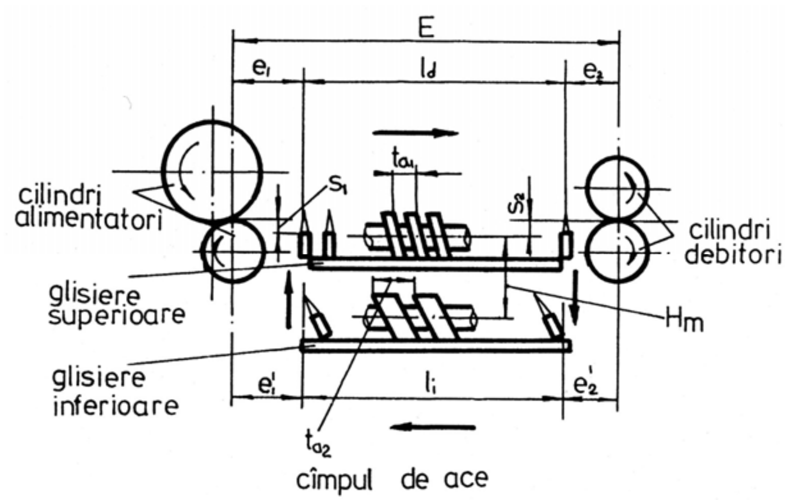


Fig. 5.10

E - ecartamentul;

l_d - distanța parcursă de piepteni în zona de lucru (lungimea activă);

l_i - distanța parcursă de piepteni in zona de întoarcere (mers în gol);

e_1, e_2, e_1' si e_2' - distanțele de la linealele aflate în pozițiile extreme la liniile de prindere;

s_1 si s_2 - distanțele de la planul superior al baretelor pieptenilor din zona critică la planul ce conține generatoarele de contact ale cilindrilor de alimentare şi debitare;

t_1 - pasul la şuruburile melc active;

t_2 - pasul la şuruburile melc de întoarcere;

z_1 şi z_2 - numerele de începuturi ale şuruburilor melc;

m - numărul de piepteni ai trenului.

Ecartamentul E depinde de lungimea fibrelor de prelucrat.

Distanța I_d trebuie să fie cât mai apropiată de valoarea ecartamentului *E*, astfel încât să poată fi asigurat controlul şi asupra fibrelor foarte scurte; este important ca distanța e_2 ("spațiu critic") de la ultimul pieptene la cilindrii debitori să fie cât mai mică. Se impure adoptarea unor diametere mici pentru cilindrii alimentator şi debitor inferiori şi căptuşeli elastice la cei superiori.

Distanțele e_1, e_2, e_1'și e_2' depind de soluțiile constructive adoptate pentru mecanismele de coborâre, respectiv ridicare a linealelor şi pentru lagărele ce susțin melcii. Spre exemplu la laminoarele pentru lână e_{2min} = 18 ... 25 mm.

Distanțele s_1 şi s_2 se adoptă cu valori care să satisfacă desfăşurarea procesului tehnologic în condiții optime ($s_1 < s_2$):

- la maşini puitoare s_1 = 2 ... 2,5, s_2 = 5 ... 6 mm;
- la laminoare pentru flaier s_1 = 1,5 ... 2 mm, s_2=4... 4,5 mm;
- la celelalte maşini pentru fibre liberiene s_l = 0,5 ... 1 mm, s_2= 2...3,5mm.

Pasul melcului activ t_l (pasul elicei) depinde de grosimea linealelor şi distanța minimă posibil de realizat dintre două lineale alăturate - figura 5.11:

$$t_1 = \left(a + b'\right) \cdot z_1 = t_{a_1} \cdot z_1 \tag{5.4}$$

în care, (a + b') reprezintă pasul aparent; a - depinde de numărul de rânduri de ace, de dimensiunea b, de finețea acelor; b' - se va adopta cu valoarea minimă posibil de realizat, astfel că la trecerea dintr-o zonă în cealaltă, linealele succesive să nu se blocheze reciproc.

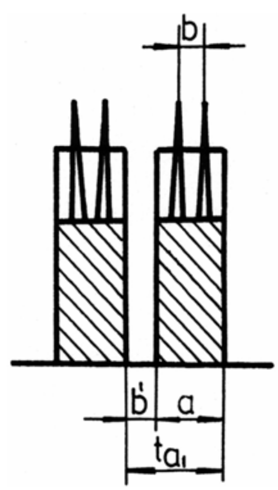


Fig. 5.11

Numărul de începuturi z_1 este adoptat cu valori în intervalul z_1 = 1 ... 4; la maşinile moderne pentru lână cu viteze mari, se folosesc 3-4 începuturi.

Pasul melcului de întoarcere t_2 se adoptă cu o valoare care să evite ciocnirea linealelor succesive sau lovirea acelor, la coborârea şi aşezarea linealelor pe glisierele inferioare. De obicei se adoptă:

$t_2 = (2...3) \cdot t$, considerându-se $z_1 = 1$.

Numărul de piepteni m necesari pentru un tren de laminat se determină în conformitate cu următoarele observații:

- pe glisiera superioară se află $l_d/t_{a1} = z_1 \cdot l_d/t_1$ lineale, iar pe cea inferioară $z_2 \cdot 1/t_2$ (de obicei $z_2 = 1$);
- în zonele de ridicare şi coborâre se află $z_1(\alpha + \beta)/2\pi$ lineale, α şi β fiind unghiurile de rotire ale melcilor superiori corespunzatoare ridicării, respectiv coborârii unui lineal (din momentul părăsirii contactului cu glisiera până la intercalarea în filetul melcului primitor); numarul de lineale (piepteni) este:

$$m = z_1 \cdot \frac{l_d}{t_1} + \frac{l_i}{t_2} \cdot z_2 + z_1 \cdot \frac{\alpha + \beta}{2\pi} \tag{5.5}$$

Pentru o rotație completă a melcilor superiori vor coborâ, respectiv vor urca, z_1 lineale. Dacă n_1 *este numărul de rotații pe minut* la melcii superiori, atunci numărul de lovituri pe minut va fi ($z_1 \cdot n_1$); acesta este unul dintre principalii indici funcționali ai trenului de laminat.

5.3.2. Aspecte cu privire la definirea geometriei linealelor şi melcilor

a).Profilul capătului linealului

Capătul linealului pătrunde între două spire alăturate ale melcului; întrucât în zona activă, linealul este poziționat perpendicular pe glisieră, rezultă necesitatea realizării unei prelucrări cu o anumită inclinație δ a extremității acestuia - figura 5.12.

Unghiul δ se determină pe cale grafică, construindu-se curba de intersecție dintre suprafața elicoidală a spirei melcului şi un plan A-A tangent la cilindrul interior al melcului - figura 5.13, plan care conține muchia (A), prin care se transmite mişcarea de la melc la lineal.

Cu mărimile razelor R şi $r' = r + j_1$ se construiesc (la scară) cercurile respective cu centrele în O; R reprezintă raza exterioară, r – raza cilindrului interior al melcului superior, j_1 - jocul la extremitatea linealului necesar evitării blocării ($j_1 = 0,5$ mm).

Se trasează curba de intersecție a planului menționat cu suprafața elicoidală a flancului filetului. Această curbă se obține marcând mai întâi punctele extreme 1',2'şi 3' prin proiectarea punctelor 1, 2 şi 3.

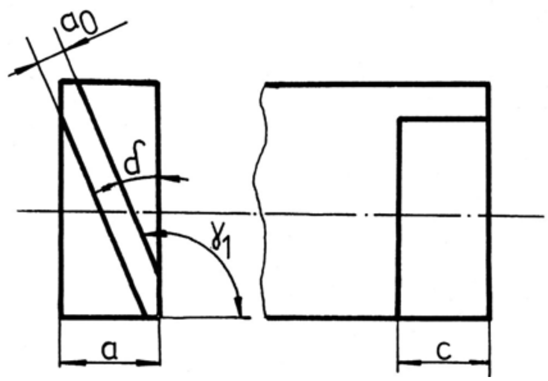


Fig. 5.12

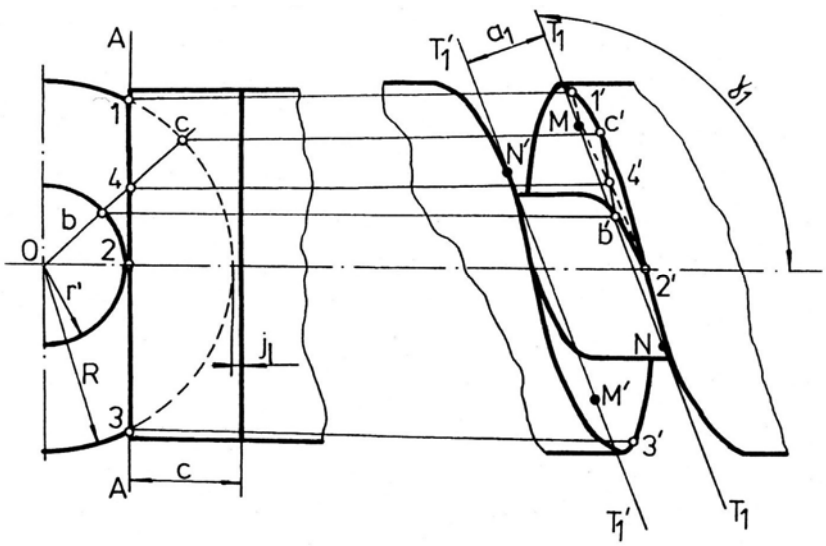


Fig. 5.13

Se determină în continuare alte puncte intermediare ale curbei astfel:

- cu centrul în O se construieşte o serie de raze care intersectează dreapta A-A, obţinându-se un şir de puncte (de ex. cel notat cu 4); aceleaşi raze definesc pe cercurile de rază *r′* şi *R* perechi de câte alte două puncte de intersecţie (punctele b si c pentru exemplul dat);

- prin proiectarea corespunzătoare a punctelor menționate în cealaltă vedere se stabilesc punctele de corespondență 4', b' şi c'.

Se traseaza tangenta comună T-T la curba 1' - 4' - 2' şi la profilul muchiei exterioare a spirei melcului, tangentă care aparține feței laterale a capătului linealului.

Se obține astfel unghiul $\delta = \gamma_1 - 90^0$ (5.6)

Grosimea teoretică a capătului înclinat al linealului a_1 se determină ca distanță între tangenta T-T şi paralela la aceasta T'-T' trasată în raport cu muchia exterioară a spirei precedente (v.fig. 5.13). Practic se recomandă o grosime mai mică a_0 pentru evitarea blocajelor:

$$a_0 = a_1 - (0,1 \ldots 0,15)\text{mm} \tag{5.7}$$

b) Poziția linealului în melcul de întoarcere

Deoarece la melcul de întoarcere pasul este mai mare ($t_2 > t_1$) şi unghiul elicei este mai mare, ceea ce conduce la o poziție inclinată a linealului în melcul inferior pentru faza de revenire.

Unghiul γ_2 - figura 5.14, se determină prin construcție grafică în mod asemănător cu aceea prezentată anterior.

Unghiul θ determină poziția linealului față de glisiera de întoarcere - figura 5.15.

Se recomandă un joc lateral pe direcția grosimii a_o a linealului în melc mai mare decât în cazul melcului superior.

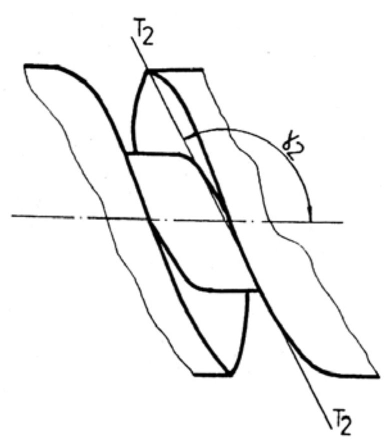


Fig. 5.14

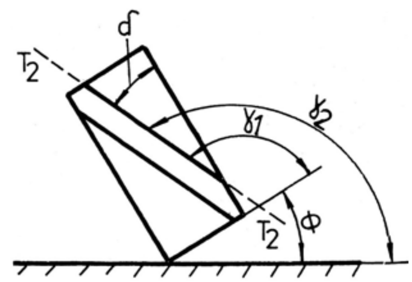


Fig. 5.15

c) Condiția pentru realizarea stabilității poziției linealului în filetul melcului

Fețele laterale ale capătului înclinat al linealului - figura 5.13, vin în contact cu suprafețele elicoidale ale melcului în punctele N, M,N' şi M'.

Pentru realizarea unei stabilități bune a linealului în filetul melcului este necesară existența a patru puncte de contact lineal-filet melc, în paralel cu realizarea unor segmente MN şi M'N' cât mai mari.

Dacă se consideră două lineale cu aceeaşi dimensiune *a*, dar cu unghiuri δ diferite - figura 5.16, se constată că în cazul $\delta_2 > \delta_1$ distanțele MN şi M'N' sunt mai mici; dacă se depăşeşte o anumită înclinație δ numărul de puncte de contact se micşorează, iar stabilitatea se pierde.

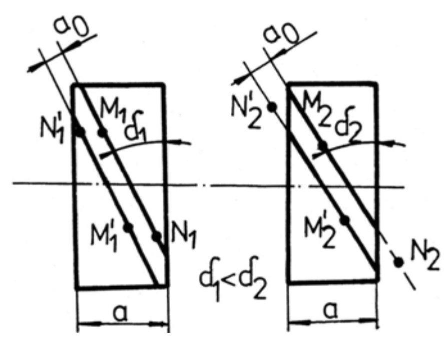


Fig. 5.16

Stabilitate mai bună se obține prin mărirea grosimii *a* sau/şi prin micşorarea unghiului elicei melcului; această ultimă variantă conduce, pentru un pas dat, la diametre mai mari ale melcului, deci şi la măriri ale gabaritelor mecanismelor pieptenilor. Apare astfel, necesitatea

determinării unei soluții optime, luând în considerare toți factorii care determină stabilitatea.

5.3.3. Elemente de proiectare cinematică privind mecanismul pentru coborarea şi ridicarea linealelor

5.3.3.1. Profilul camelor

Trecerea linealelor din zona activă în zona de întoarcere se realizează cu ajutotul camei C_4 fixată pe melcul activ - figura 5.17; această camă împinge linealul spre filetul melcului de întoarcere pentru a fi preluat de acesta.

Readucerea linealului la melcul superior este obținută printr-o acțiune similară a unei alte came montată de data aceasta pe capătul melcului de întoarcere.

Din punct de vedere constructiv camele pot fi simple sau multiple, după cum melcii au unul sau mai multe începuturi.

Profilul activ al camei de la sistemele clasice este structurat dintr-un arc sau din două arce de cerc cu raze diferite racordate între ele - figura 5.18.

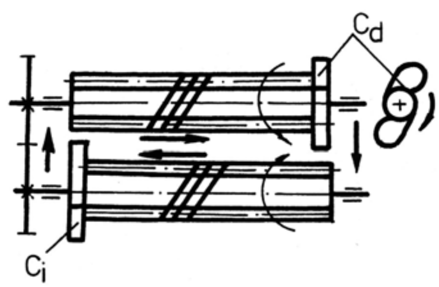


Fig. 5.17

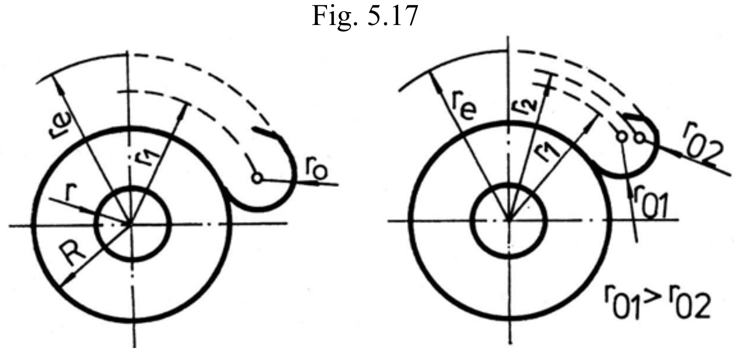


Fig. 5.18

Determinarea valorilor pentru razele r_0, r_l şi r_e este dependentă de următorii factori care influenţeaza uzura:

- dimensiunile capetelor linealelor,
- grosimea glisierelor,
- dimensiunile melcilor
- distanţa dintre axele melcilor.

În acest scop este necesară analiza poziţiilor limită ale linealului la coborâre şi ridicare; se admit ipotezele:

- mişcarea are loc într-un plan vertical;
- contactul dintre camă şi lineal se menţine continuu în timpul fazei de rotire activă a camei.

a) Camă pentru coborârea linealelor cu profil activ executat cu o singură rază

În momentul începerii fazei de coborâre a linealului - figura 5.19, cama trebuie să fie în contact cu linealul în punctual B_S aflat la înalţimea planului superior al gliseirei şi la o distanţă ($c+e$) faţă de capătul linealului (e < 2mm); contactul în această fază realizandu-se pe întreaga lăţime a linealului, apar presiuni de contact cu valori mai scăzute, care conduc la uzură redusă.

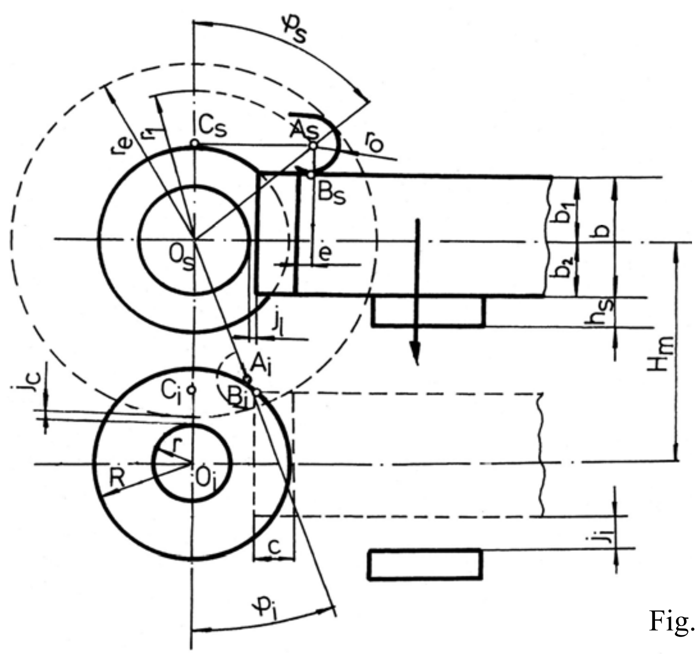


Fig. 5.19

Momentul începereii coborârii linealului corespunde unei poziâii a camei determinată de unghiul φ_s.

Momentul final al coborârii este caracterizat de unghiul φ_l, contactul camă-lineal este definit prin punctual B_i, punct aflat pe profilul camei, în zona de trecere de la raza r_o la raze r_e. În această poziție, linealul trebuie să fie intercalat în filetul melcului inferior.

Între lineal şi glisiere trebuie să se realizeze distanțele j_s şi j_i, care contribuie la evitarea blocării linealului de glisieră ($j_s \leq 3{,}5$ mm la flaiere şi laminoare, $j_s \leq 5$ mm la maşini puitoare) şi la amortizarea contactului lineal-glisiere inferioare necesară în momentul ruperii contactului camă-lineal ($j_i \leq 6$ mm la maşini puitoare, $j_s \leq 5$ mm la laminoare pentru fibre liberiene, $j_s \leq 5$ mm la flaiere pentru fibre liberiene).

Se impune ca la trecerea camei printre spirele filetului inferior să existe un joc $j_c \approx 2$ mm care să permită evitarea eventualelor blocări.

Raza exterioară r_e a camei – figura 5.19, trebuie să satisfacă condiția:

$$r_e = l_{O_s B_i} \tag{5.8}$$

Din triunghiul $\Delta O_s C_i B_i$

$$l_{O_s B_i} = \frac{l_{O_s C_i}}{\cos\varphi_i} \tag{5.9}$$

în care :

$$l_{O_s C_i} = b_2 + h_s + j_s \tag{5.10}$$

Rezultă :

$$r_e = \frac{b_2 + h_s + j_s}{\cos\varphi_i} \tag{5.11}$$

Unghiul φ_i se determină din acelaşi triunghi $\Delta O_s C_i B_i$:

$$tg\varphi_i = \frac{r + j_1}{b_2 + h_s + j_s} \tag{5.12}$$

Distanța H_m între axele celor doi melci este :

$$H_m = r_e + r + j_c \tag{5.13}$$

Raza r_l reprezintă ipotenuza triunghiului $\Delta A_s C_s O_s$ în care cateta A_sC_s trebuie să fie:

$$l_{A_sC_s} = R + j_l + e \tag{5.14}$$

$$r_l = \frac{l_{A_sC_s}}{\sin \varphi_s} \tag{5.15}$$

Rezultă:

$$r_1 = \frac{R + j_1 + e}{\sin \varphi_s} \tag{5.16}$$

Unghiul φ_s se determină din relația:

$$tg\varphi_s = \frac{R + j_1 + e}{b_1 + r_0} \tag{5.17}$$

Raza r_0 trebuie să fie cât mai mare, respectând pentru parametrul e o valoare convenabilă; la valori mai mici ale razei r_o, presiunile maxime din zone de contact vor fi mai mici, micşorandu-se astfel uzura.

Mărimile razelor r_l, r_e şi r_o se află în legătură stabilită prin relația:

$$r_e = r_1 + t_0 \tag{5.18}$$

b) Camă pentru ridicarea linealelor (pe melcul de întoarcere) cu profil executat cu o singură rază

Relațiile de legătură între parametrii constructivi se stabilesc în mod asemănător cu acelea pentru exemplul de la pct. a). Se urmăreşte, în acest caz, ca linealul să se ridice puțin peste planul superior al glisierei superioare (1 ... 2 mm) pentru a se evita blocarea în capul glisierei.

c) Camă cu profil activ executat cu două raze

Se adoptă $r_{0_1} \succ r_{0_2}$ pentru crearea unor presiuni mai mici pe suprafața de contact în momentul primului şoc. Relațiile de calcul se pot stabili prin analogie, cu situația în care profilul camei active este determinat cu ajutorul unei singure raze de curbură.

5.3.3.2. Cinematica meranismului came-lineal

Şocurile provocate de contactele dintre linealele cu ace şi came, şocuri care spar atât la coborare cât şi la ridicare, pot fi urmărite prin analiza vitezelor şi accelerațiilor caracteristice sistemelor clasice.

S-a precizat anterior că momentul de început al coborârii linealului este determinat de valoarea unghiului φ_s şi a poziției punctului de contact B_s - figura 5.20.

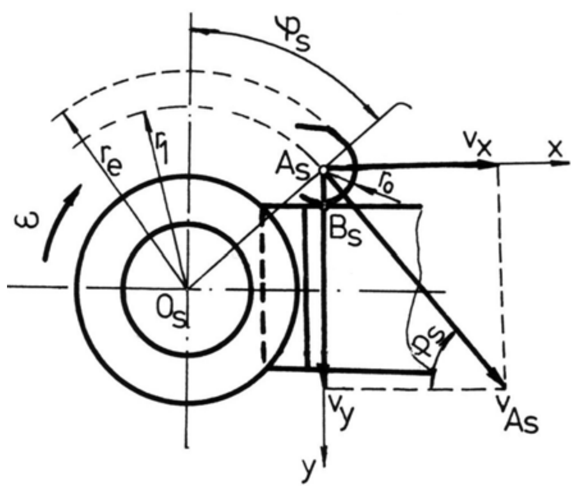


Fig. 5.20

Dacă se consideră că ω este viteza unghiulară a camei, atunci viteza punctelor B_s şi A_s aparținând axei Qy sunt:

$$V_{B_s} = \omega \cdot l_{O_s B_s} \tag{5.19}$$

$$V_{A_s} = \omega \cdot l_{O_s A_s} \tag{5.20}$$

Cum punctele B_s şi A_s aparţin aceluiaşi corp material - linealul, se vor deplasa la coborâre în momentul şocului cu aceleaşi valori pentru parametrii cinematici absoluţi v_y şi a_y:

$$v_y = v_{B_{sy}} = v_{A_{sy}} = \omega \cdot r_1 \sin \varphi_s \tag{5.21}$$

$$v_y = a_{B_{sy}} = a_{A_{sy}} = \omega \cdot r_1 \cos \varphi_s \tag{5.22}$$

Stabilirea contactului între camă şi lineal în faza de ridicare se poate analiza din punct de vedere cinematic în mod asemănător cu faza de coborâre.

Funcţionarea reală a trenurilor de laminat cu melci este caracterizată de o serie de desprinderi ale linealelor de pe came, provocându-se lovituri repetate care conduc la accelerarea uzării suprafeţelor de contact.

Această deficienţă funcţională este eliminată în situaţiile care prevăd geometrii speciale pentru capetele linealelor (laminoare Ingolstadt).

5.3.4. Elemente de calcul organologic pentru came şi lineale

a) Forţa de lovire camă-lineal

Loviturile produse de came asupra linealelor provoacă atât uzura suprafeţelor de contact, cât şi eforturi de încovoiere în lineale. Aceste lovituri limitează posibilităţile de mărire a vitezei de lucru ale trenurilor de laminat cu lineale acţionate cu şuruburi melc (soluţii clasice).

În momentul lovirii linealului cu viteza de şoc v_y linealul capătă o energie cinetică W_c care este transformată în energie potenţială W_p, provocând încovoierea acestuia; cele două energii sunt egale - figura 5.21:

$$W_c = W_p \tag{5.23}$$

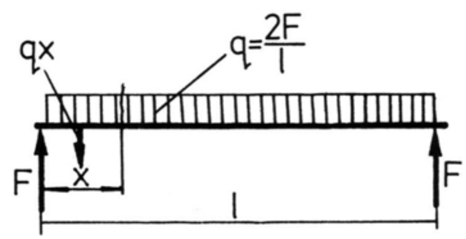


Fig. 5.21

Relaţiile de calcul sunt:

$$W_c = \frac{m \cdot v_y^2}{2}$$
$$W_p = \frac{1}{2 \cdot E \cdot I} \int_0^l M^2(x) \cdot dx \qquad (5.24)$$

în care:

m este masa linealului,

E - modulul de elasticitate pentru materialul linealului,

I - momentul de inerţie mediu al secţiunii linealului,

M(x) - momentul încovoietor într-o secţiune situată la distanţa *x* faţă de capatul linealului.

Notând cu *q* sarcina de încovoiere distribuită, se obţine:

$$q = \frac{2 \cdot F}{l} \qquad (5.25)$$

în care:

F - forţa de lovire,

l - lungimea linealului.

Momentul încovoietor M_x rezultă din figura 5.21:

$$M_x = F \cdot x - q \cdot x \cdot \frac{x}{2} = F \cdot x - \frac{F \cdot x^2}{l} \qquad (5.26)$$

Egalând cele două energii, se obţine :

$$F = v_y \sqrt{\frac{30 \cdot E \cdot I \cdot m}{l^3}} \qquad (5.27)$$

b) Calculul la uzură în zona de lovire camă-lineal se efectuează cu ajutorul efortului unitar maxim de contact; după Hertz se obţine:

$$\sigma_{s\max} = 0{,}418 \cdot \sqrt{\frac{q_a \cdot E_{red}}{\sigma_{red}}} \qquad (5.28)$$

în care

$$q_a = \frac{F}{a},\ E_{red} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2},\ \rho_{red} = r_0, \tag{5.29}$$

a - grosimea capătului linealului

E1, E2 - modulele de elasticitate pentru materialele camei şi linealului.

Se obține:

$$\rho_{max} = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot R_{red}}{a \cdot r_0}} \le \rho_a \tag{5.30}$$

Micşorarea efortului σ_{smax} se poate realiza prin creşterile grosimii şi a razei r_o, cât şi prin micşorarea forței de lovire. Micşorarea acestei forțe, fără a diminua viteza unghiulară a melcilor este posibilă, folosind lineale cu capete în formă de coadă de rândunică - figura 5.22.

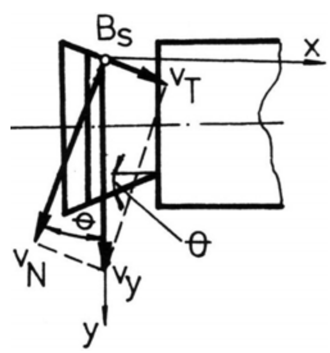


Fig. 5.22

În acest caz viteza de şoc este viteza v_N normală pe suprafața de lovire, care are valoarea mai mică față de v_y:

$$v_N = v_y \cdot \cos\theta$$

Forța de şoc se stabileşte cu relația (5.27) în care v_y se înlocuieşte cu v_N.

Materialul folosit la came trebuie să reziste la şocuri şi la uzură; se poate folosi spre exemplu 18MoCr10 cu tratament de durificare pentru a se obține 55 ... 60 HRC.

Pentru lineale se adoptă oțeluri carbon de calitate de îmbunațire. Capetele linealelor se durifică prin călire (45 - 50 HRC) pentru mărirea rezistenței de uzură.

c) Calculul linealelor la încovoiere se efectuează pe baza solicitării provenită de la forțele de lovire. Mai apare o solicitare de încovoiere provocată de forțele tehnologice de pieptănare, fiind recomandată o verificare şi pentru această situație, se găsesc însă puține date concrete asupra acestor forțe.

Pentru verificarea la încovoiere linealul se consideră ca o grindă simplu rezemată cu încărcare uniform repartizată - figura 5.23.

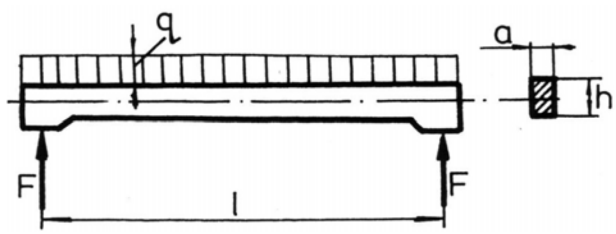


Fig. 5.23

Efortul unitar maxim de încovoiere este:

$$\sigma_{max} = \pm \frac{M_{imax}}{W_z} \leq \sigma_{ai} \tag{5.31}$$

în care:

$$M_{imax} = F \cdot \frac{1}{4}, W_z = \frac{a \cdot h^2}{6}$$

Dacă în lineal sunt prelucrate găuri pentru ace, se va ține seamă de acestea la stabilirea valorii *a*.

Au fost prezentate doar aspectele mai importante privind proiectarea trenurilor de laminat cu lineale şi şuruburi-melc clasice. Se impune urmărirea şi altor probleme, ca:

- determinarea condițiilor de trecere a camelor prin golul filetului, necesare pentru stabilirea profilului spațial şi grosimii camelor;

- stabilirea profilelor la capetele glisierelor şi corijarea filetului la extremitățile melcilor pentru evitarea blocării şi ciocnirilor între lineale;

- soluționarea barelor directoare din zonele de coborâre şi urcare a linealelor, bare care au şi rol de frânare.

O soluție îmbunătățită pentru antrenarea linealelor cu şuruburi melc este prezentată în figura 5.24, folosită de firma Ingolstadt -Germania.

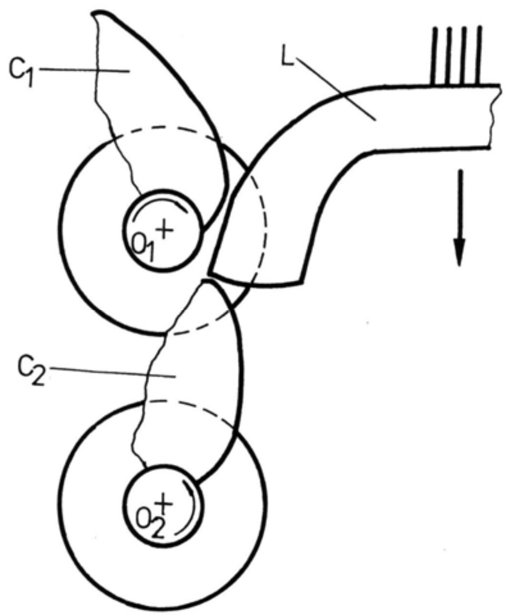


Fig. 5.24

Linealele *L* au capetele profilate astfel încât în fazele de coborâre şi ridicare, deplasarea şi menținerea lor în poziții stabile, fără blocare, să se efectueze cu ajutorul camelor C_1 şi C_2 cu profile corespunzătoare, fixate de melcii O_1 şi O_2.

Se reduc apreciabil şocurile asupra linealelor şi se înlătură necesitatea utilizării barelor directoare şi de frânare de la sistemul clasic. În asemenea condiții, astfel de mecanisme asigură viteze de lucru superioare, nivel mai scăzut de zgomot, fiabilitate sporită.

Capitolul 6

FLAIERE

Trecerea de la bandă la fir, de cele mai multe ori, nu se face direct, ci printr-o fază tehnologică intermediară, numită filare preliminară. Aceasta se realizează pe flaiere, sau pe laminoare finisoare, la care se obține semitort, o înşiruire de fibre cu torsiune reală, sau pretort – o înşiruire de fibre cu torsiune falsă.

Flaierul este prezent obligatoriu în procesele de prelucrare a firelor fine, de calitate superioară, când este necesară o treaptă de laminare suplimentară, care va asigura uniformitatea caracteristicilor fizico-mecanice a firelor prelucrate.

Operațiile tehnologice de bază realizate de flaier sunt:

- laminarea semifabricatului alimentat (bandă sau semitort – când se folosesc mai multe flaiere succesive);
- torsionarea înşiruirii de fibre în scopul consolidării acesteia pentru protejarea structurii semifabricatului;
- înfăşurarea semitortului pe bobine;
- dublarea a două semitorturi la alimentare în vederea îmbunătățirii uniformității înşiruirii de fibre debitate.

Corespunzător acestor operații, flaierul este alcătuit din următoarele mecanisme principale:

- mecanismul de laminare (trenul de laminare);
- mecanismul de torsionare şi înfăşurare.

6.1. Flaierul în filatura tip bumbac

În tehnologia de obținere a firelor tip bumbac, flaierul precede maşina de filat cu inele, având rolul de a transforma banda în semitort, sau un semitort mai gros în unul mai subțire. Corespunzător operațiilor tehnologice pe care le realizează, laminare, torsionare şi înfăşurare, flaierul se compune din următoarele mecanisme şi dispozitive:

- mecanismul de alimentare;
- mecanismul de laminare;
- mecanismul de torsionare;
- mecanismul de înfăşurare;
- dispozitive de control.

În figura 6.1 este prezentată schema tehnologică a flaierului. Banda din cănile *1* este trasă de cilindri *2*, intră în trenul de laminare *3* unde este transformată într-o înşiruire subţire care, prin torsiunea primită de la furca *4* şi fusul *7*, devine semitort. Fusul primeşte mişcare prin angrenajul *9* montat pe banca fixă *11*. Semitortul trece prin braţul gol al furcii, degetul presător *6* şi se înfăşoară, concomitent cu procesul de formare, pe bobina *6*, antrenată în mişcarea de rotaţie prin angrenajul *8*. Banca mobilă *10* execută o mişcare de translaţie, de ridicare şi coborâre.

Mecanismul de alimentare este alcătuit din cănile de alimentare şi cilindri de tragere - la flaierul mediu, iar la flaierul fin dintr-un rastel pentru bobinele cu semitort.

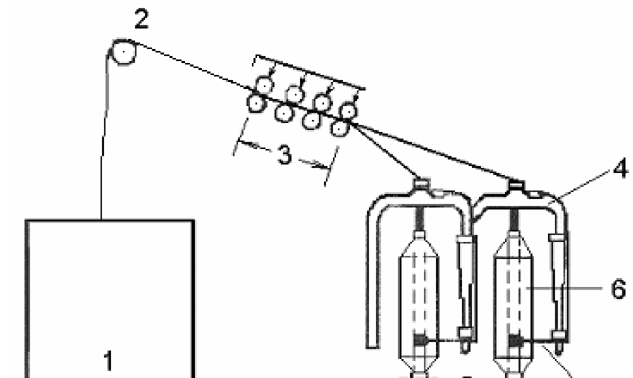


Fig. 6.1 Schema tehnologică a flaierului

Trenul de laminare al flaierelor pentru bumbac este de diferite tipuri constructive: 4/4, 3/3, 3/4, cu două cureluşe, sau fără cureluşe, cu linia de prindere a cilindrilor orizontală, sau puţin înclinată, realizate fie de

constructorii de flaiere, fie de firme specializate care produc subansamble de maşini, ca de exemplu, firmele TEXPARTS şi Süessen.

Din punct de vedere constructiv şi funcţional, trenul de laminare de la flaier nu diferă de cel de la laminor sau maşina de filat cu inele. Cilindri inferiori sunt din oţel, cu caneluri trapezoidale, cu diametrul funcţie de lungimea de fibră prelucrată. Cilindrului alimentator şi debitor au acelaşi diametru, iar cel intermediar cu 2...5 mm mai puţin, cu scopul realizării unui ecartament mai strâns, pentru cazul prelucrării unui bumbac cu lungime mai mică de fibră. Cureluşele au rol de transport şi de control al fibrelor în câmpul de laminare principal. Cureluşa superioară este ghidată de un cadru metalic - port – cureluşă.

Firma TEXPARTS produce pentru flaiere trenuri de laminare cu braţe de presiune din seria PK 1500 pentru trenurile de laminat 3/3 şi cureluşă dublă şi 4/4 cu cureluşă dublă situată între cele două perechi de cilindri intermediari; seria PK 1600 este destinată trenurilor de tipul 4/4 cu două cureluşe situate în câmpul principal de laminare, recomandate pentru prelucrarea firelor pieptănate din bumbac sau din amestecuri tip bumbac.

Forţa de apăsare pe cilindri superiori este exercitată prin arcuri elicoidale (TEXPARTS), arcuri lamelare (Süessen), sau cu sisteme pneumatice (Rieter), montate în casete rabatabile de care sunt articulaţi şi cilindri superiori, cu posibilităţi de reglare a presiunii pe fiecare pereche de cilindri.

Firma TEXPARTS echipează braţele de presiune cu dispozitive optice care comandă oprirea automată a maşinii la ruperea semitortului.

Mecanismul de torsionare este alcătuit din ansamblul furcă – fus care, în majoritatea cazurilor, fac corp comun în mişcarea lor de rotaţie - figura 6.2. În figura 6.2 a) este reprezentată depunerea primul strat, iar în fig.6.2. b) depunerea ultimului strat al bobinei.

Elementele componente ale furcii sunt: bucşa *1* care se prelungeşte simetric, cu două braţe – braţul *2* este gol, cu rol de conducere a semitortului, iar braţul *3* este plin, de secţiune ovală, cu rol de echilibrare a braţului de lucru. Pentru introducerea semitortului braţul cu canal este prevăzut cu o tăietură în linie ondulată *4* pentru a preveni aruncarea semitortului în afară, datorită forţei centrifuge generată de turaţia furcii. Tot pe acest braţ, prin două coliere, este articulată tija *5* a degetului presător *6*, care contolează tensiunea din semitort contribuind la asigurarea densităţii de înfăşurare - figura 6.3.

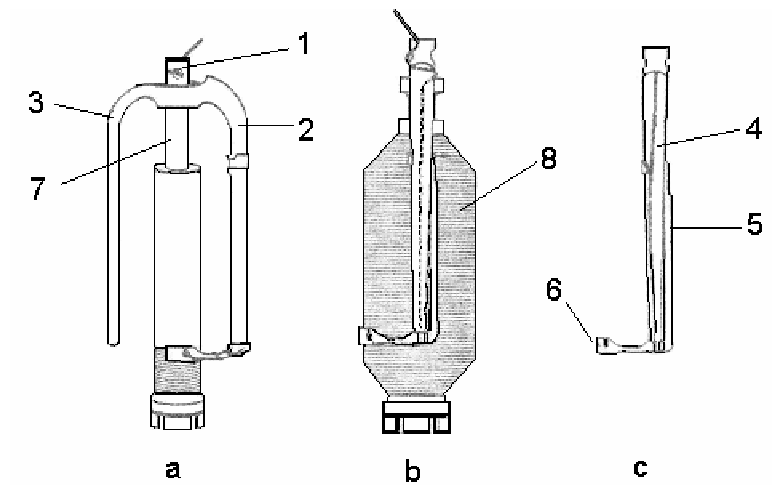


Fig. 6.2 Elementele componente ale furcii

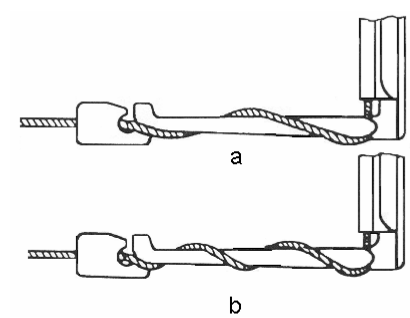


Fig. 6.3. Controlul semitortului de către degetul presător
a – semitort înfăşurat o dată; b – semitort înfăşurat de două ori.

Poziția de intrare a semitortului în capul furcii poate fi urmărită în figura 6.4 datorită frecării înşiruirii de fibre pe muchia bucşei, aceasta primeşte o torsiune falsă dată de relația:

$$T_f = \frac{\pi \cdot D}{\pi \cdot d} \cdot k$$

unde: d este diametrul semitortului;
D - diametrul bucşei;
k - coeficient subunitar ce ține cont de pierderile prin alunecare.

Torsiunea falsă creată măreşte rezistenţa la tracţiune a semitortului în zona cilindri debitori-furcă, iar pentru a simplifica acest fenomen, pe bucşele *1* se montează pretorsoare speciale *2*; în acest caz, torsiunea falsă va fi:

$$T'_f = \frac{\pi \cdot D_1}{\pi \cdot d} \cdot k$$

Deoarece $D_1 > D$, rezulta $T'_f > T_f$.

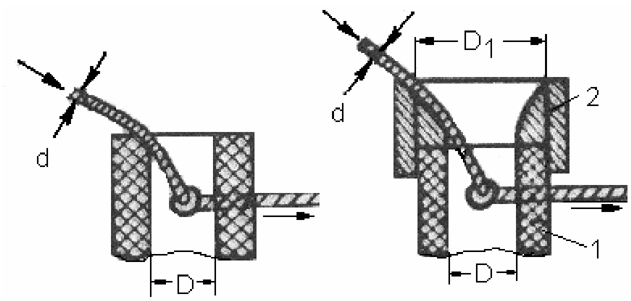
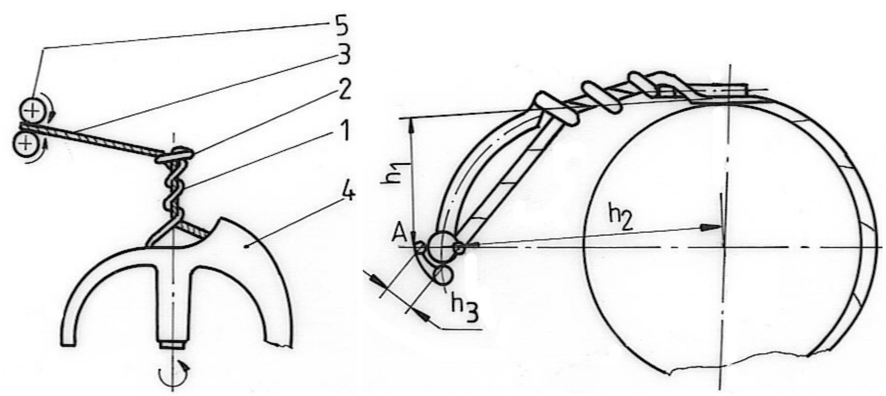


Fig. 6.4 Intrarea semitortului în capul furcii

În vederea creşterii densităţii de înfăşurare, s-a mărit unghiul de torsiune falsă prin utilizarea unor condensatoare speciale - figura 6.5.



a) b)

Fig. 6.5 Dispozitive speciale care permit creşterea densităţii de înfăşurare

Condensatorul este executat dintr-o bară metalică de forma unei spirale *1* cu capătul superior de forma unui inel de conducere *2* pentru intrarea semitortului *3*, figura 6.5 a. Condensatorul este fixat rigid pe furca 4 şi permite reducerea amplitudinilor oscilaţiilor semitortului. Tot în acest sens s-a propus realizarea unui deget presător special, conform figurii 6.5 b.

Producţia flaierului depinde în mod esenţial de turaţia fuselor care este limitată atât de factori tehnologici (rezistenţa slabă şi neregularitatea semitortului) cât şi de factori mecanici (forma furcilor şi vibraţia fuselor).

Elementele ce condiţionează înfăşurarea semitortului pe bobină

S-au efectuat diverse studii pentru a stabili forţele care acţionează asupra semitortului de la debitarea acestuia de trenul de laminare până la înfăşurarea lui pe bobină, precum şi pentru acţiunea degetului presător în timpul procesului de înfăşurare.

În figura 6.6 sunt prezentate forţele ce acţionează în diferitele porţiuni ale semitortului. Ca punct de plecare s-a ales forţa F_1 care se consideră aproximativ constantă, între triunghiul de torsionare şi capul furcii.

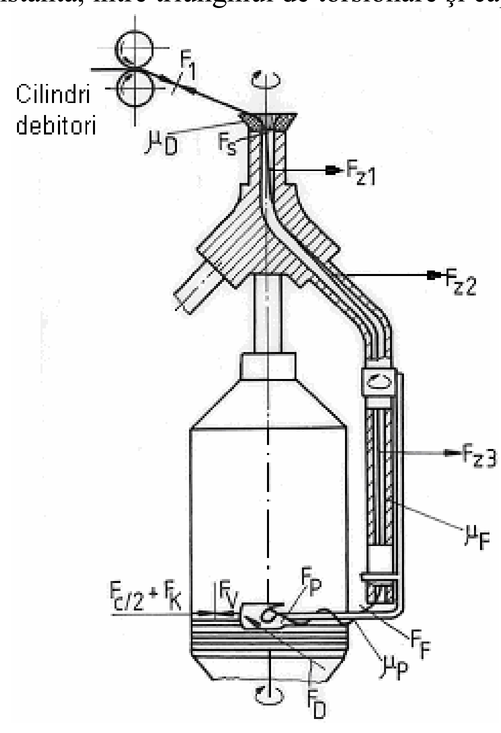


Fig. 6.6 Forţele care acţionează asupra semitortului

Torsiunea falsă creată de pretorsor, caracterizat printr-un coeficient de frecare μ_D, poate asigura o creştere cu aproximativ 20% a torsiunii.

După trecerea peste pretorsor, detorsionarea duce la reducerea forţelor longitudinale din semitort. În braţul furcii are loc o frecare normală creată de forţa centrifugă şi o frecare de înfăşurare creată de forţa de tracţiune existentă.

Coeficientul de frecare μ_F pentru întregul braţ al furcii poate fi considerat constant, dacă au loc aceleaşi condiţii de frecare în cele trei zone ale braţului. La ieşire din braţul furcii semitortul se înfăşoară sub un unghi de 30^0 şi un coeficient de frecare μ_p pe degetul presător, până la plăcuţa de presare.

Dacă coeficienţii de frecare μ_D, μ_F, μ_p se consideră egali cu μ, atunci, forţa longitudinală a semitortului înaintea plăcuţei, F_p va avea forma:

$$F_p = F_l \cdot e^{\mu \cdot 2,31\pi} + l_p \cdot Tt_v \cdot r_F \cdot \omega_F^2 \cdot e^{\mu \cdot 1,8 \cdot \pi}$$

în care: Tt_v este densitatea liniară a semitortului, în tex;

ω_F - viteza unghiulară a furcii, în s^{-1};

r_F - raza furcii, în m;

l_F - poziţia semitortului în braţul furcii.

Prin repartiţia maselor de pe braţul degetului de presiune, apare o forţă de apăsare pe bobină F_D, dependentă de raporturile geometrice.

Un studiu efectuat la un flaier Textima a pus în evidenţă faptul că mişcarea degetului presător se realizează în punctul *A*, prin intermediul a două lagăre, superior şi inferior la braţul furcii, figura 6.7.

Mişcarea degetului presător în timpul formării bobinei este în formă de cerc şi poziţia sa se modifică la începerea depunerii unui nou strat de semitort. Punctul *B* este punctul de contact a plăcuţei degetului, deci punctul de înfăşurare care se modifică în fiecare moment cu diametrul bobinei. Forma zonei orizontale a degetului este considerată ca un arc de cerc corespunzător unghiului de 90^0.

Dacă se consideră masa zonei verticale a degetului presător concentrată în punctul *R* şi a zonei orizontale concentrată în punctul *S* se pot determina pe baza datelor cunoscute coordonatele celor două centre de masă (x_s, y_s, x_R, y_R).

În figurile 6.8 şi 6.9 sunt prezentate forţele care acţionează, în fazele caracteristice pentru începutul şi sfârşitul formării bobinei, pentru o furcă clasică de la flaierul Textima.

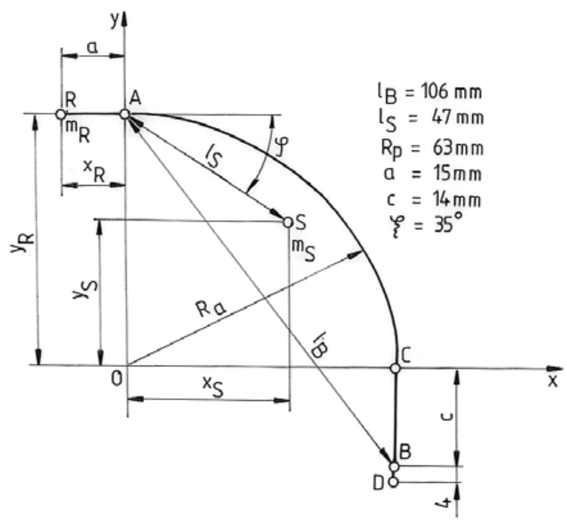


Fig. 6.7 Modelul degetului presător de la o furcă de flaier

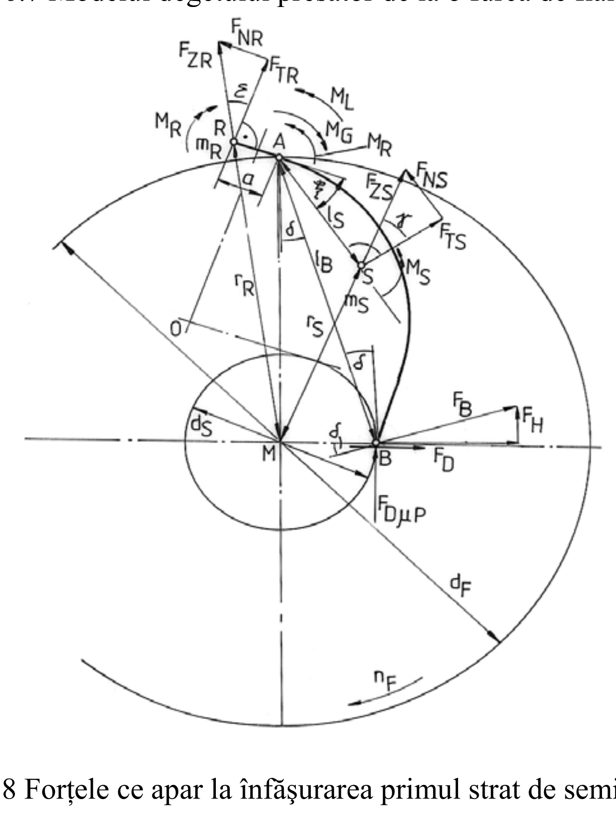


Fig. 6.8 Forțele ce apar la înfăşurarea primul strat de semitort

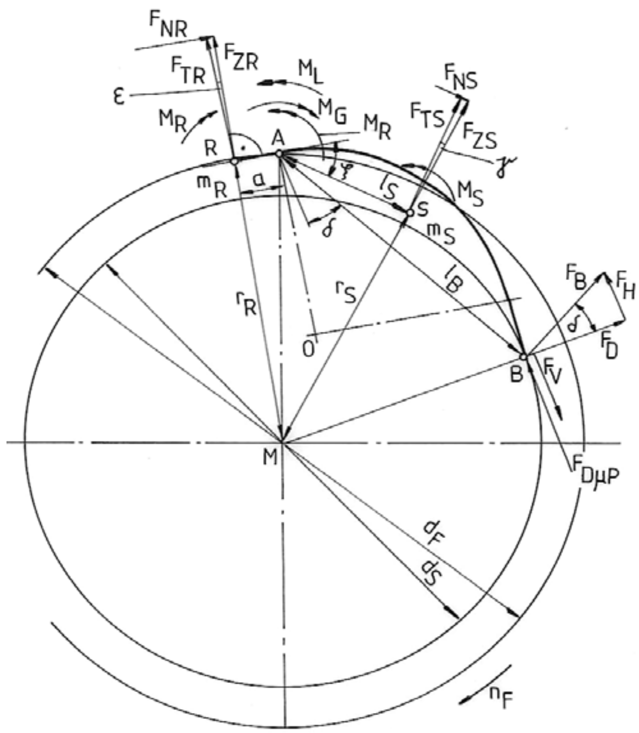


Fig. 6.9 Forțele ce apar la înfășurarea ultimului strat de semitort

Asupra celor două mase m_s şi m_R, la mişcarea de rotație a furcii, acționează forțele centrifuge F_{zs} şi F_{zR} pe direcția liniei ce uneşte centrele de masă *S* şi *R* cu centrul furcii *M*, obținîndu-se segmentele r_s şi r_R.

Forțele centrifuge nu sunt constante pe parcursul formării unei bobine, deoarece ele depind de unghiul de basculare al degetului presător δ, care este variabil.

Forțele centrifuge se descompun fiecare într-o componentă tangențială F_T şi o componentă normală F_N. Forțele tangențiale ale maselor produc prin intermediul brațelor l_s şi *a* momente de rotație față de lagărul A. Datorită faptului masa tijei degetului presător este mult mai mare decât masa brațului său orizontal $\left(\frac{m_R}{m_s}=\frac{5}{1}\right)$ rezultă, în cazul unei rotații spre dreapta a furcii, un moment de rotație în sensul acelor de ceasornic.

Prin intermediul brațului l_s acționează în punctual de contact B, o forță F_B perpendiculară pe linia imaginară A-B.

Forța de compresare F_D a degetului presător asupra bobinei acționează în punctual de contact B, spre centrul furcii, pe linia B-M. Bobina opune o forță egală ca mărime, dar de sens contrar, care determină densitatea de înfăşurare a bobinei.

Ținându-se cont de toate forțele ce acționează în timpul procesului de torsionare-înfăşurare, între care: rezistența aerului la tija degetului presător, forța de frecare în lagăr ca urmare a creşterii diametrului bobinei, tensionarea semitortului pentru asigurarea formării bobinei şi forța de frecare dintre plăcuța degetului presător şi bobină în funcție de viteza relativă, toate acestea corelate cu parametri geometrici asigură un echilibru de momente în jurul punctului A, conform relației:

$$-M_1 - M_{fr} + F_{TR} \cdot a - F_{TS} \cdot l_s - F_D \cdot \mu_p \cdot l_B \cdot \sin\delta - F_D \cdot tg\delta \cdot \sin\delta \cdot l_B -$$
$$- F_D \cdot l_B / \cos\delta = 0$$

în care: M_1 este momentul de frecare cu aerul;

M_{fr} - momentul de frecare în lagăr;

μ_p - coeficientul de frecare între materialul fibros şi deget.

Calculele duc la o funcționare descrescătoare a forței de apăsare, odată cu creşterea diametrului bobinei, cu aproximativ o treime față de valoarea de început.

Ca urmare a lățimii plăcuței degetului presător, forța sa de apăsare F_D este repartizată pe mai multe spire, fiind astfel redusă cu un factor dependent de finețea semitortului - figura 6.10.

Prin intermediul forței centrifuge din timpul înfăşurării se creează în semitort o tensiune longitudinală $F_c/2$ ce depinde de diametrul bobinei şi finețea semitortului.

Pe baza forțelor ce acționează în procesul de înfăşurare apare în semitort o forță longitudinală suplimentară, dependentă de condițiile de înfăşurare. Pentru formarea bobinei, forța de înfăşurare F_v creată de proces trebuie să fie mai mare decât $F_c/2$.

Datorită faptului că forța de frecare F_p şi tensiunea înşiruirii F_1 nu depind de obicei de diametrul bobinei, forța F_v va deveni o funcție a forței de apăsare F_D.

Pe baza studiilor efectuate s-a stabilit că forțele ce acționează în timpul procesului, asupra materialului, influențează în mod diferit calitatea acestuia. Astfel, forța de apăsare nu influențează în mod negativ structura semitortului, deoarece în momentul acționării forței, semitortul

este condensat, mărindu-se astfel rezistența sa la tracțiune. Deci nu există motive ca semitortul să se rupă sub degetul presător sau în continuare.

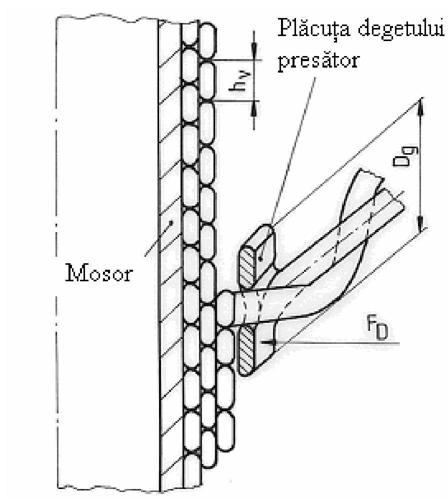


Fig. 6.10 Zona de acționare a plăcuței degetului presător

La analiza forțelor de solicitare a semitortului s-a constatat că două zone prezintă influențe deosebit de nefavorabile asupra procesului de formare a semitortului şi anume: muchia de ieşire din brațul furcii şi înfăşurarea pe degetul presător. S-a constatat că prin remedierea formei degetului presător, poate fi îmbunătățită calitatea semitortului prin reducerea forțele de frecare din jurul degetului presător, ce conduce implicit la creştera vitezei de înfăşurare.

La flaierele clasice mişcările necesare asigurării fiecărui element de structură al înfăşurării sunt realizate centralizat, printr-o transmisie mecanică complicată.

Prin realizarea unei structuri descentralizate de antrenare, au fost posibile: creşterea vitezelor de lucru, îmbunătățirea calității semitortului, îmbunătățirea condițiilor de lucru, economie de material, automatizarea.

Cu ajutorul unei cutii de viteze electronice este posibil un reglaj suplimentar al procesului, care are la bază tensionarea semitortului, stabilită prin mărirea săgeții formate pe porțiunea cilindri debitori – capul furcii - figura 6.11.

Inițializarea comenzii se face înainte de începerea levatei, cu precizarea valorilor tuturor parametrilor necesari: fizici şi tehnologici pe baza cărora se calculează condițiile de funcționare cu ajutorul unui program al microcalculatorului.

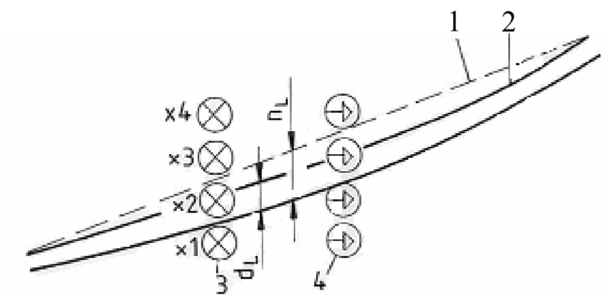


Fig. 6.11 Sondă de recepționare a poziției semitortului
1 – linia dreaptă între debitori şi capul furcii; 2 – semitort; 3 – emițător de lumină; 4 – receptor; n_L – abatere de înălțime; d_L – diametrul semitortului

La flaierele moderne datorită turațiilor mari ale furcilor şi a formatelor mari de înfăşurare, vibrațiile furcilor constituie o problemă majoră. De aceea furcile sunt realizate din aliaje de metal uşor, cu profil aerodinamic - figura 6.12.

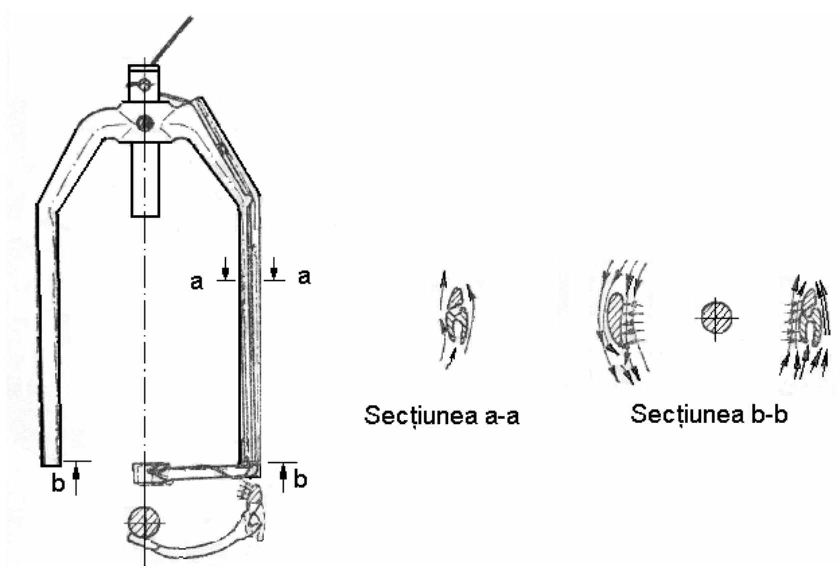


Fig. 6.12 Furcă de flaier cu profil aerodinamic

Cu un astfel de tip de furcă s-a ajuns la viteze de 1500 rot/min, iar greutatea bobinei a crescut cu până la 35%. Datorită unei îndoituri progresive a furcii, a crescut tensiunea în semitort şi implicit a crescut cu aproximativ 15-20% densitatea de înfăşurare a bobinei. Forma secțiunii brațelor diminuează acțiunea curenților turbulenți.

Deoarece furcile sunt aşezate pe două rânduri, geometria traseului semitortului este diferită, prin lungimile de semitort între cilindri debitori şi capul furcii (mărimile D) şi prin unghiul pe care îl face direcția semitortului cu axa bobinei α, figura 6.13. Acest lucru determină variații diferite ale tensiunii, respectiv ale laminajelor false din semitort, pe cele două rânduri de furci, cel din spate *1* şi cel din față *2*.

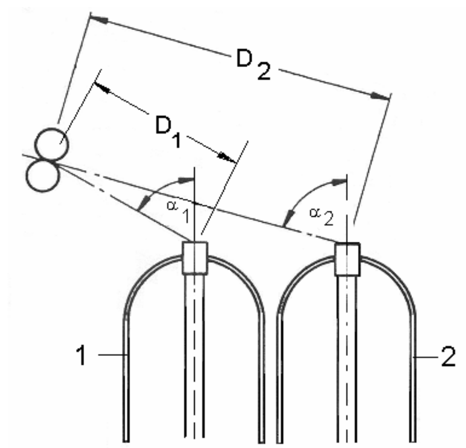


Fig.6.13 Traseul semitortului între cilindri debitori şi capul furcii pentru cele două rânduri de furci

Pentru înlăturarea acestui neajuns, respectiv, pentru menținerea unor laminaje false cât mai mici, unele firme constructoare folosesc pretorsoare cu diametre diferite pentru cele două rânduri de furci, sau dispun pretorsoarele la înălțimi diferite, asigurându-se în acest fel acelaşi unghi de intrare a semitortului în capul furcii (firma Zinser) - figura 6.14.

Furca primeşte mişcare de rotație de la fus. La fiecare rotație a furcii, se formează o răsucitură care se propagă până la cilindri debitori ai trenului de laminare. Deci torsiunea semitortului se va calcula cu relația:

$$T = \frac{n_f}{V_d \cdot L_f} \tag{6.1}$$

unde: n_f este turația furcii, în rot/min;

V_d - viteza de debitare, în m/min;

L_f -laminajul fals din zona cilindri debitori–capul furcii (L_f = 1,01 – 1,03).

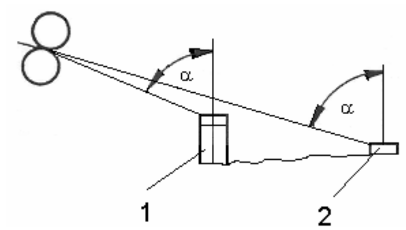


Fig. 6.14 Poziție similară de intrare a semitortului în capul furcii, datorită supraînălțării pretorsorului la furcile din spate *1*

Caracteristicile tehnologice ale furcii sunt:

▪ turația – la flaierele clasice medii este de 600 – 800 rot/min, iar la cele fine până la 1000 rot/min; la flaierele moderne se ating turații până la 1500 rot/min.;

▪ deschiderea furcii – care determină diametrul bobinei; la flaierele moderne diametrul bobinei ajunge la 180 mm.;

▪ înălțimea brațelor furcii – ce determină înălțimea bobinei, respectiv cursa băncii bobinelor, ajungând la flaierele moderne la 300 – 350 mm.

Fusul este executat din oțel, cu diametrul de 13 – 33 mm, în funcție de greutatea bobinei. La partea superioară, este de formă conică şi are o crestătură în care intră un ştift al furcii, pentru ca cele două organe să funcționeze ca un corp comun în mişcarea lor de rotație.

Fusul primeşte mişcare printr-un lanț cinematic, direct de la electromotor; deci fusul, respectiv furca au turații constante - figura 6.19.

Furcile sunt aşezate pe două rânduri, astfel încât brațele lor să nu se atingă.

Perfecționările aduse mecanismului de torsionare au vizat creşterea turației furcilor prin: modificara sistemului de antrenare (furci suspendate antrenate prin intermediul roților sau a curelelor dințate); prin optimizarea profilului aerodinamic al furcii; prin furci construite din aliaje speciale, uşoare;

Mecanismul de înfăşurare este format din ansamblul bobină–fus–furcă, precum şi transmisiile la aceste organe lucrătoare.

Cele două organe care participă la înfăşurarea semitortului sunt bobina şi furca. Ambele execută două mişcări relative: una de rotație şi una de translație, ambele față de axa bobinei. Înfăşurarea este cilindrică, paralelă. Straturile cilindrice au lungimi descrescătoare de la H_0, lungimea primului strat de diametru d_0, la Hm lungimea ultimului strat de diametru d_m, forma bobinei pline fiind cilindrică, biconică - figura 6.15.

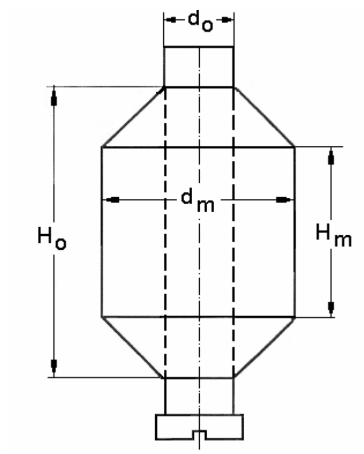


Fig.6.15 Bobină cu semitort

Condițiile corecte de funcționare a organelor de lucru rezultă din particularizarea legilor generale ale înfăşurării pentru flaier.

Prima lege:

$$u = l_1 \left| n_B - n_c \right| = l_1 \cdot n_x$$

$$u = V_d \cdot L_f \approx V_d$$

$l_1 = 2 \cdot \pi \cdot r$ - fiind înfăşurare paralelă;

$n_B \rightarrow n_b$ - turația bobinei;

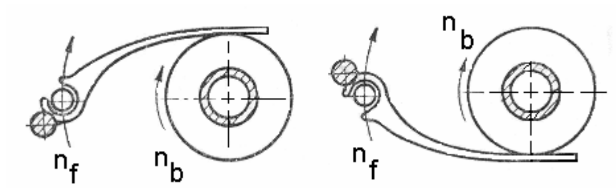
$n_C \rightarrow n_f$ - turația furcii;

$\alpha = 0$ - deoarece generatoarea stratului este paralelă cu axa bobinei;

În condițiile de mai sus legea I-a devine:

$$V_d = 2 \cdot \pi \cdot r \left| n_b - n_f \right| \tag{6.2}$$

În filatura de bumbac se folosesc flaiere cu bobină activă, adică turația bobinei este mai mare decât turația furcii; deci, la un avans de o rotație completă, bobina realizează depunerea unei spire - figura 6.16.



a) b)

Fig. 6.16 Poziția degetului presător în timpul înfăşurării semitortului pe bobină, la flaierele cu bobină activă (a) şi la flaierele cu furcă activă (b).

Deci, pentru flaierele de bumbac legea I-a devine:

$$V_d = 2 \cdot \pi \cdot r(n_b - n_f) \quad (6.3)$$

de unde, turația bobinei va avea expresia:

$$n_b = n_f + \frac{V_d}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (6.4)$$

În relația (6.4) mărimile: n_f şi V_d sunt constante pe tot parcursul formării bobinei, iar r – raza stratului variază de la strat la strat: $r_0 \le r \le r_m$.

Deci:

$$n_b = C_1 + \frac{C_2}{r_x} \quad (6.5)$$

ceea ce arată că bobina are o turație variabilă, hiperbolică - figura 6.17, funcție de raza de înfăşurare r_x, asigurată de un variator cu conuri.

Pe baza ecuației (6.5) s-a executat profilul conului conducător al variatorului; acesta are curbură concavă, iar conul condus – convexă - figura 6.18.

Variatorul are rolul de a transforma o mişcare constantă, primită de la axul principal al maşinii, într-o mişcare variabilă tranamisă băncii şi

mosoarelor. Conul superior are viteză constantă, iar cel inferior viteză variabilă, în funcție de poziția curelei de antrenare. Lungimea utilă a conurilor este funcție de numărul de straturi depus pe bobină şi de mărimea unei deplasări. Sensibilitatea variatorului este dependentă de viteza conului conducător, de profilul hiperbolic al conurilor şi de lățimea curelei. La depunerea primului strat cureaua este deplasată pe conuri, în poziția inițială, manual sau automat.

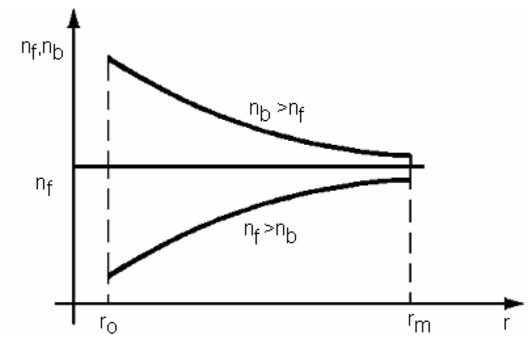


Fig. 6.17 Variația turației bobinei la flaierul cu bobină activă ($n_b>n_f$) şi la cel cu furcă activă ($n_b<n_f$)

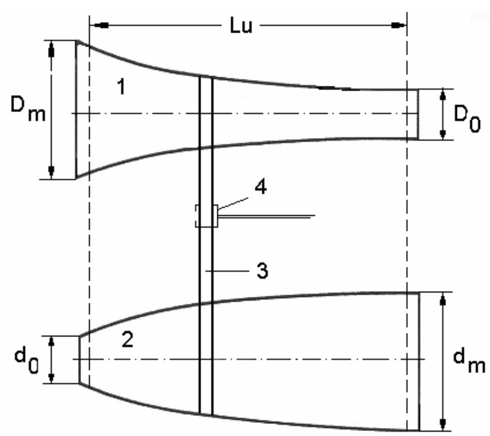


Fig.6.18 Variatorul cu conuri
1 – conul conducător; 2 – conul condus; 3 – curea; 4 – furcă;
Lu – lungimea utilă a conurilor; D_0, D_m – diametrul minim şi maxim al conului superior; d_0, d_m – diametrul minim şi maxim al conului inferior

Legea a II-a a înfăşurării, $V = u \cdot \frac{h}{l_1}$, pentru flaier devine:

$$V = V_d \cdot \frac{h}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{C}{r_x} \qquad (6.6)$$

şi arată că banca are mişcare de translaţie variabilă, hiperbolică, ce depinde de raza stratului de înfăşurare r_x. Legea de mişcare este asigurată tot de variatorul cu conuri.

În figura 6.19 este prezentată schema bloc a mecanismelor şi transmisiilor la organele lucrătoare ale flaierului.

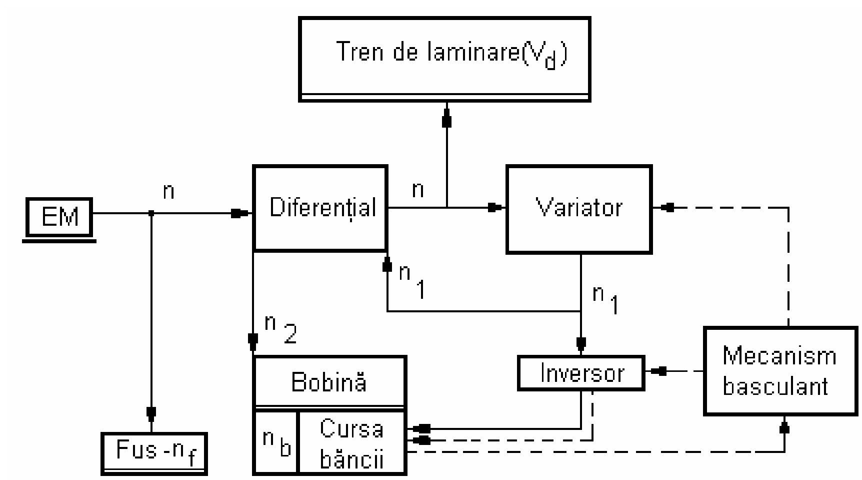


Fig. 6.19 Schema bloc a mecanismelor flaierului
Linia plină – transmisie; linia întreruptă – comandă

Din schema bloc rezultă: bobina primeşte mişcare printr-un lanţ cinematic în care se găsesc - variatorul cu conuri, diferenţialul; fusul, respectiv furca direct de la electromotor (EM); banca bobinelor primeşte mişcare prin variator, inversor. Transmisiile distincte către fus – furcă, bobină, banca bobinelor sunt prezentate în figura 6.20.

Mecanismul basculant primeşte comandă de la bancă şi la rândul său comandă următoarele mişcări:

- schimbă sensul de deplasare al băncii bobinelor, prin inversor;

- micşorează viteza bobinelor prin deplasarea curelei pe conuri;
- micşorează cursa băncii bobinelor pentru formarea conicităţii bobinei.

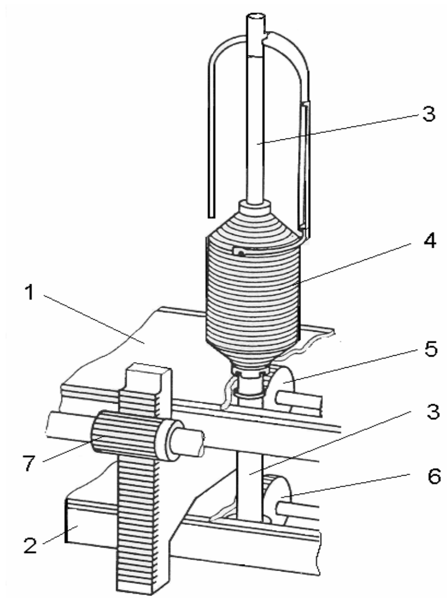


Fig. 6.20 Transmisiile către principalele organe de lucru ale flaierului
1 – banca bobinelor; 2 – banca fuselor; 3 – fusul; 4 – bobina;
5- transmisia către bobine; 6 - transmisia către fuse; 7 – transmisia către banca bobinelor

De la variator se transmite sarcina integrală necesară mişcării băncii mosoarelor, în timp ce la mosoare se transmite numai o parte din sarcina necesară mişcării acestora, cealaltă fiind primită de la arborele principal.

Diferenţialul are rolul de a descărca variatorul cu conuri cu 60 – 75% din puterea necesară antrenării bobinelor, în vederea sensibilizării acestuia. Rolul lui este de a combina mişcarea constantă a arborelui principal, pe care acesta este montat, cu mişcarea variabilă primită de la variator, şi trimite la bobine mişcarea rezultată.

Cele două mişcări se însumează cu formula generală a diferenţialului:

$$n_2 = \alpha \cdot n \pm \beta \cdot n_1 \qquad (6.7)$$

unde: n_2 este turaţia variabilă ieşită din diferenţial;
n - turaţia constantă a arborelui principal;

n_1 - turația variabilă primită de la variator;

α, β - factori de proporționalitate ai mărimilor n şi n_1.

Între α si β există relațiile:

Când: $i < 1$, $\alpha + \beta = 1$; $\alpha = 1 - \beta$; este cazul flaierelor la care elementul activ este bobina;

Când: $i > 1$, $\alpha - \beta = 1$; $\beta = \alpha - 1$; este cazul flaierelor la care elementul activ este furca.

În majoritatea cazurilor, flaierele au ca element activ bobina, deci $\alpha + \beta = 1$.

Pentru diferențialele cu şasiu liber - figura 6.21, $\alpha = i$; $\beta = 1 - i$ şi rezultă:

$$n_2 = n \cdot i \pm n_1(1 - i) \; ; \; i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \qquad (6.8)$$

Pentru diferențialele cu şasiu fix - figura 6.22, $\alpha = 1 - i$; $\beta = i$ şi rezultă:

$$n_2 = n(1 - i) \pm n_1 \cdot i \; ; \; i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \qquad (6.9)$$

unde „i” este raportul de transmitere al diferențialului.

Semnul (+) sau (-) se ia în funcție de sensul lui n_1 şi n, iar raportul de transmisie i poate avea şi el semnul (+) sau (-). La flaierele de bumbac, în majoritatea cazurilor raportul este pozitiv.

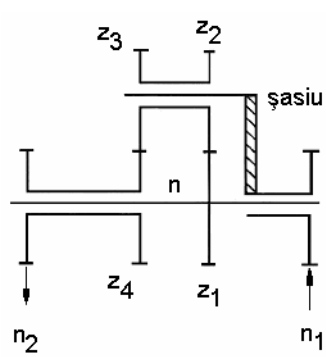


Fig. 6. 21 Diferențial cu şasiu liber

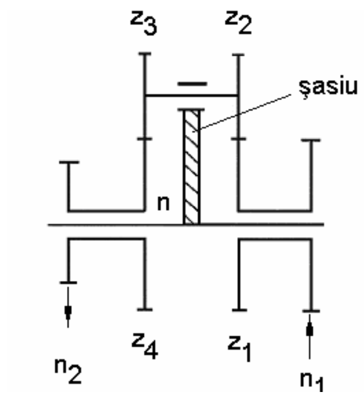
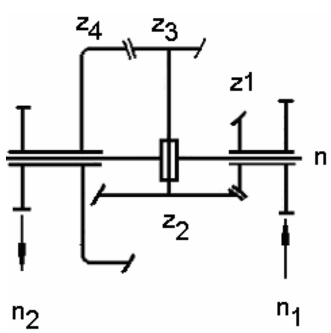
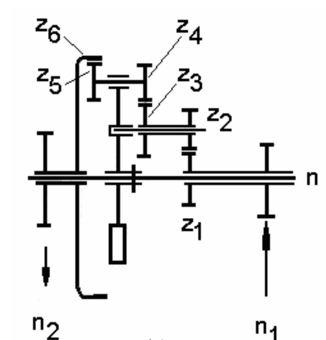


Fig. 6.22 Diferențial cu şasiu fix

În continuare sunt prezentate câteva tipuri de diferențiale folosite pentru flaiere: cu şasiu fix – figura 6.23 a, b, c; cu şasiu liber – figura 6.24.



a)



b)

c)

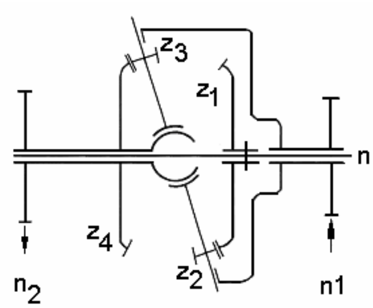


Fig. 6.23 Diferențiale cu şasiu fix

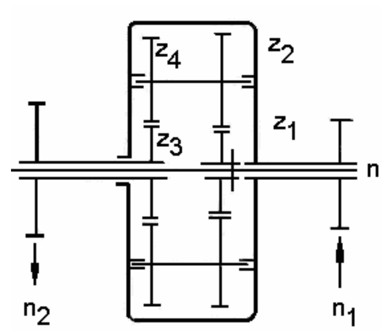


Fig. 6.24 Diferențial cu șasiu liber

Transmisia în cot

Deoarece roata de ieşire a diferenţialului are o poziţie fixă, în timp ce bobina execută şi o mişcare de translaţie, menţinerea angrenajului este efectuată cu diferite mecanisme ca: transmisii în cot cu 3 sau 5 roţi, transmisii cu lanţ şi braţ compensator, transmisii telescopice.

La flaierele clasice sunt folosite transmisiile în cot, alcătuite din trei roţi legate prin două braţe - figura 6.25.

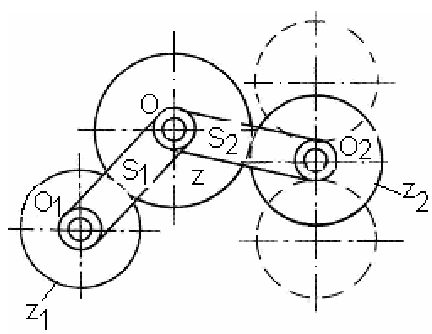


Fig. 6.25 Transmisie în cot

De la roata Z_1 a diferenţialului mişcarea se transmite prin roata Z la roata bobinelor Z_2 , care datorită braţelor S_1 şi S_2, ce se rotesc în jurul centrelor O_1 şi O, devine roată planetară. De aceea roata Z_2, la ridicare şi la coborâre, va primi un număr suplimentar de rotaţii în plus, respectiv în minus. Acest lucru are un efect negativ asupra tensiunii semitortului, care poate genera laminaje false.

Pentru determinarea *mişcării suplimentare* se consideră sistemul O_1OO_2 rigid, roata Z_1 staționară; se descompune mişcarea sistemului în patru componente pentru care se va determina numărul de rotații ale roții Z_2. Componentele 1 şi 2 se consideră în zona de rotație a brațului ipotetic O_1O_2 cu unghiul α_1, sub orizontala I-I, când centrul O_2 ajunge în O_{2a}, respectiv O_{2b}, iar centrul O în O_a - figura 6.26:

- 1. Prin rotirea brațului S_1 cu unghiul α_1 roata Z_2 va efectua un număr de rotații dat de ecuația unui diferențial cu şasiu liber:

$$n_{2a} = \frac{\alpha_1}{360}(1 - \frac{Z_1}{Z_2}) \qquad (6.10)$$

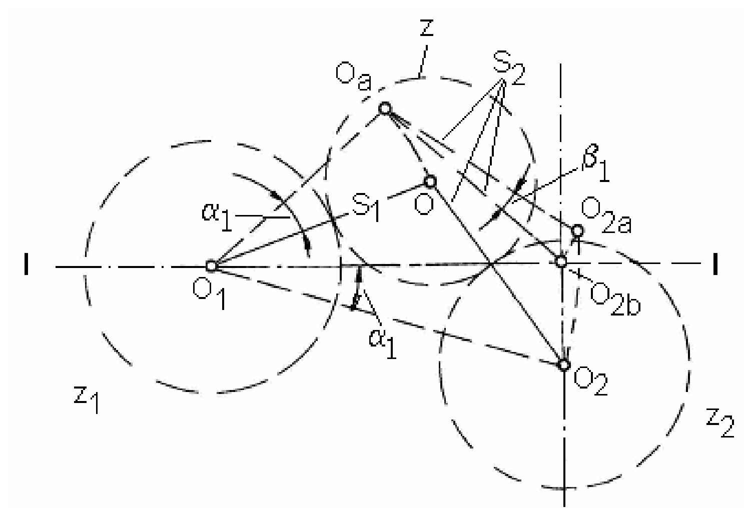


Fig.6.26 Elementele pentru calcularea mişcării suplimentare, sub linia I-I

- 2. Deoarece O_2 ajunge în O_{2b}, brațul O_aO_{2a} se va roti cu unghiul β_1 şi va determina rotirea roții Z_2 cu n_{2b}:

$$n_{2b} = \frac{\beta_1}{360}(1 + \frac{Z_1}{Z_2}) \qquad (6.11)$$

În zona superioară liniei I-I situația este similară - figura 6.27, obținându-se celelalte două componente:

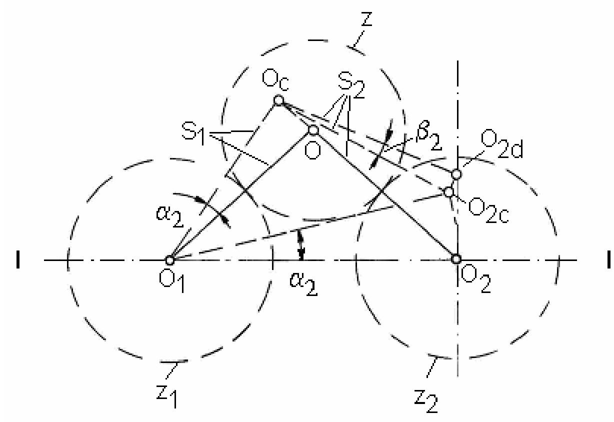


Fig.6.27 Elementele pentru calcularea mişcării suplimentare, peste linia I-I

- 3. Sistemul se roteşte în jurul centrului O_1 până ce O_{2b} ajunge în O_{2c}, iar braţul S_1 se roteşte cu unghiul α_2. Rezultă:

$$n_{2c} = \frac{\alpha_2}{360}(1 - \frac{Z_1}{Z_2}) \tag{6.12}$$

- 4. Braţul S_2 se roteşte cu unghiul β_2 şi generează:

$$n_{2d} = \frac{\beta_2}{360}(1 + \frac{Z_1}{Z_2}) \tag{6.13}$$

Numărul total de rotaţii suplimentare al roţii Z_2, la cursa de ridicare a băncii bobinelor va fi:

$$n_{2a} + n_{2b} + n_{2c} + n_{2d} = \frac{1}{360}\left[(\alpha_1 + \alpha_2)\left(1 - \frac{Z_1}{Z_2}\right) + (\beta_1 + \beta_2)\left(1 + \frac{Z_1}{Z_2}\right)\right] \tag{6.14}$$

Pentru micşorarea acestei mişcări suplimentare roţile Z_1 şi Z_2 au acelaşi număr de dinţi, deci primul termen din dreapta ecuaţiei (6.14) este egal cu zero.

Datorită deficiențelor menționate anterior, s-au realizat diverse mecanisme ca cele prezentate în figurile 6.28 şi 6.29.

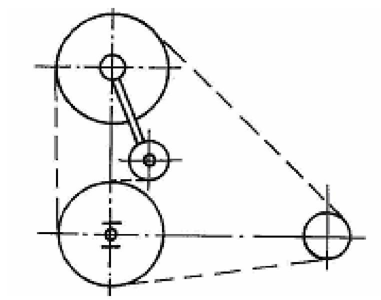


Fig. 6.28 Transmisie în cot cu lanț şi braț compensator

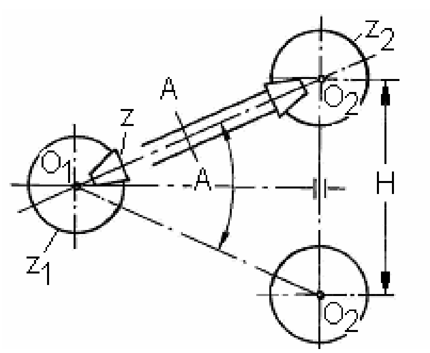


Fig. 6.29 Transmisie telescopică

Reglajele care se efectuează la flaier sunt:

▪ reglajul fineții semitortului, având ca element de reglaj - roata de laminaj R_L;

▪ reglajul torsiunii, cu elementul de reglaj – roata de torsiune - R_T;

▪ reglajul înfăşurării:

▪ reglajul tensiunii semitortului la începutul înfăşurării, cu elementul de reglaj – roata diferențialului - R_D;

▪ reglajul tensiunii semitortului la formarea bobinei, cu elementul de reglaj – roata stea - R_S;

▪ reglajul pasului spirelor, cu elementul de reglaj – roata băncii - R_B;

▪ reglajul conicității bobinei, cu elementul de reglaj – roata conicității – R_C - figura 6.30.

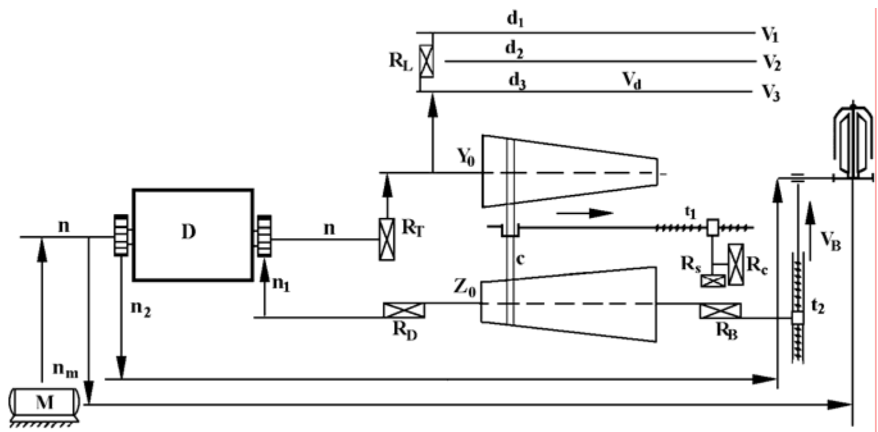


Fig. 6.30 Elementele de reglaj ale flaierului

Perfecționările mecanismului de înfășurare au avut drept scop menținerea tensiunii din semitort constantă pe tot parcursul formatului de înfăşurare. Acest lucru poate fi asigurat prin reglarea corectă a parametrilor de structură ai înfăşurării care se face prin perfecționarea şi precizia executării mecanismelor corespunzătoare.

În această direcție pot fi menționate:

- înlocuirea conurilor cu profil hiperbolic cu conuri cu profil drept, pe care cureaua se deplasează cu distanțe inegale, fiind comandată de o camă cu profil hiperbolic; prezintă avantajul reducerii alunecării curelei pe conuri (Toyota);
- înlocuirea variatorului cu conuri cu un servomotor comandat electronic de la o unitate centrală, care asigură menținerea tensiunii pe tot parcursul înfăşurării (Howa, tip RMH);
- asigurarea simultană a mişcării de rotație şi de translație a bobinelor prin intermediul unor arbori cu dublă articulație, montați pe rulmenți cu ace (Zinser), sau prin intermediul unor transmisii cardanice (Toyota, Rieter);
- dispozitive de control şi reglare automată a tensiunii în semitort în timpul înfăşurării. Firma Toyota realizează un dispozitiv cu senzori optici plasați între trenul de laminare şi capul furcii, care transmit semnale unei unități ce va modifica poziția curelei pe conuri.

6.2. Elemente de proiectare a furcilor de flaier

Tipurile constructive de furci de flaier sunt cunoscute de la disciplinele tehnologice de specialitate.

După modul de fixare al furcilor de organelle de antrenare se deosebesc două variante constructive:

- furci acționate prin fuse - figura 6.31 a);
- furci suspendate - figura 6.31 b).

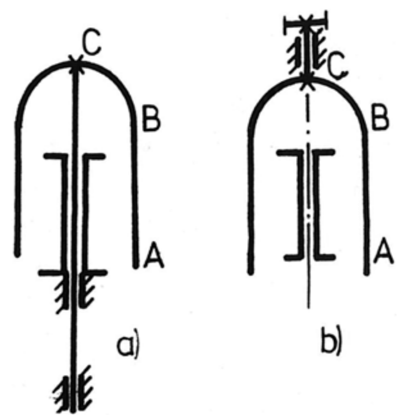


Fig. 6.31

În ultima perioadă s-a extins utilizarea furcilor suspendate, întrucât aduc avantaje de ordin constructiv (transmisii prin curea dințată) şi tehnologic (uşurarea efectuării levatei).

Pentru a corespunde cerințelor de exploatare, furcile trebuie să îndeplinească următoarele condiții din punct de vedere mecanic:

- *rezistență pentru brațe* (la vitezele maxime de rotație utilizate în exploatare să nu depăşească limita de curgere a materialului);
- *deformații elastice limitate a brațelor,* concomitent cu realizarea aceloraşi valori pentru cele două brațe;
- *evitarea fenomenelor de rezonanță* pentru ansamblul furcă-organ de antrenare, care pot fi cauzate de masele de dezechilibrare ale acestor organe rotitoare;
- *echilibrare statică* pentru cazul în care degetul presător se află în poziția corespunzătoare umplerii pe jumătate a bobinei;
- *echilibrare dinamică;*
- *rezistență aerodinamică cât mai redusă;*

- *suprafețe netede* atât pe traseul semitortului, cât şi la exterior, în vederea evitării agățării fibrelor şi scamelor;
- *masă şi moment de inerție cu valori scăzute* pentru diminuarea consumurilor de energie în exploatare;
- *introducerea uşoară a semitortului* şi evitarea îndepărtării lui sub acțiunea forțelor centrifuge;
- *preț de cost scăzut* prin folosirea aliajelor din duraluminiu turnate în matrițe.

6.2.1. Stabilirea gradului de solicitare a brațului de echilibrare a furcilor de flaier

Pe desenul din figura 6.32 sunt indicate principalele dimensiuni ale furcii.

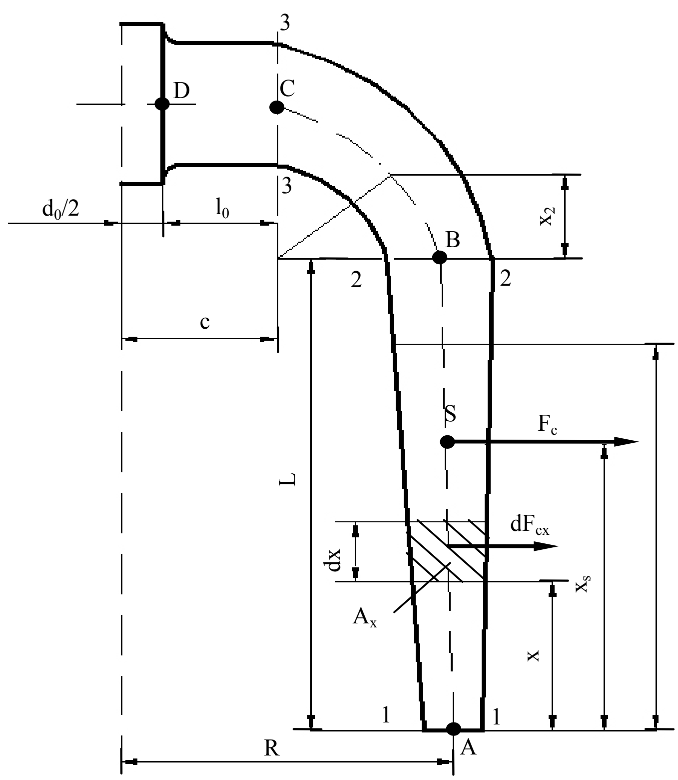


Fig 6.32

Cota de bază este R. Aceasta şi celelalte cote se determină în funcție de tipul furcii. Pentru a stabili modul de solicitare a brațului de echilibrare este necesara secționarea pe fiecare din cele 3 porțiuni:

- verticală (de la planul inferior 1-1 la planul 2-2 mărginit de porțiunea curbă a brațului);
- curbă (de la planul 2-2 până la planul 3-3 mărginit de porțiunea orizontală a brațului);
- orizontală (de la planul 3-3 până la planul 4-4, adică zona de îmbinare a brațului cu butucul).

Prin desfăşurarea brațului se obține o formă ce poate fi considerata drept un trunchi de con cu secțiunea eliptică.

Axa trunchiului de con este formata din:

- porțiunea verticală ($\overline{AB}$) (dreaptă şi paralelă cu axa de rotație a furcii);
- porțiunea de racordare - curba ($\overline{BC}$);
- porțiunea orizontalş ($\overline{CD}$) (dreaptă şi perpendiculară pe axa de rotație a furcii).

Se notează cu a_k, respectiv b_k (cu k=1,2,3,4) semiaxele mari respectiv semiaxele mici ale secțiunilor eliptice transversale.

6.2.1.1. Calculul momentelor de încovoiere

a) Porțiunea verticală a brațului

Sistemul de axe în care se lucrează are originea în centrul de greutate al planului inferior 1-1 (punctul A), abscisa în lungul verticalei ramurii şi ordonata perpendiculară pe ea (spre dreapta).

Se separă la distanța x, un element de volum de grosime dx care defineşte şi aria secțiunii transversale A.

Forța centrifugă elementară corespunzatoare elementului de volum menționat este dată de relația:

$$dFc_x = A_X \cdot dx \cdot \rho \cdot \varpi^2 \cdot R = \pi a \cdot b_x \cdot \rho\omega^2 R dx \qquad (6.15)$$

unde: a_x, b_x reprezintă semiaxele secțiunii eliptice;

ρ - duritatea masica a elementului de volum;

ω – viteza unghiulară a furcii;

R – distanța dintre axa de rotație a furcii şi axa porțiunii verticale a brațului de echilibrare, paralele între ele.

Legea de variație liniara a dimensiunilor secțiunii transversale poate fi pusă sub urmatoare formă:

$$\begin{cases} a_x = a_1 \cdot (1 + k \cdot x) \\ b_x = b_1 \cdot (1 + k \cdot x) \end{cases} \tag{6.16}$$

cu: k=$\dfrac{a_2 - a_1}{a_1 \cdot L}$; k$_1$=$\dfrac{b_2 - b_1}{b_1 \cdot L}$

unde : a_1, a_2 reprezintă semiaxele mari ale elipselor corespunzatoare sectiunilor 1-1, respectiv 2-2;

b_1, b_2 – semiaxele mici corespunzatoare aceloraşi elipse;

L - lungimea porțiunii verticale a brațului de echilibrare;

Prin înlocuirea relației (6.16) în relația (6.15) rezultă:

$$dFc_x = \pi\rho\omega^2 R(Ax^2 + Bx + a_1 b_1) \tag{6.17}$$

coeficienții A, B având expresiile:

$$\begin{cases} A = \dfrac{(a_2 - a_1)(b_2 - b_1)}{L^2} \\ B = \dfrac{a_1(b_2 - b_1)}{L} + \dfrac{(a_2 - a_1)b_1}{L} \end{cases} \tag{6.18}$$

În secțiunea x_1, momentul de încovoiere elementar corespunzator forței centrifuge elementare dată de relația (6.17) este:

$$dM(x_1) = dFcx(x_1 - x) = \pi\rho\omega^2 R(Ax^2 + bx + a_1 b_1)(x_1 - x)dx$$

Momentul încovoietor în secțiunea x_1 corespunzător tuturor forțelor centrifuge care acționează în partea de jos a secțiunii va fi (vezi figura 6.31) cu $x_1 \in [0;L]$:

$$M(x_1) = \int_0^{x_1} dM(x_1) = \pi\rho\omega^2 R \int_0^{x_1} (Ax^2 + Bx + a_1 b_1)(x_1 - x)dx$$

Dupa efectuarea tuturor calculelor (considerând x_1 cunoscut), momentul încovoietor este dat de relația urmatoare:

$$M(x_1) = \pi\rho^2\omega^2 R\left(\frac{A}{12}x_1^4 + \frac{B}{6}x_1^3 + \frac{a_1 b_1}{2}x_1^2\right) \tag{6.19}$$

Pe porțiunea verticală a brațului de echilibrare valoarea maximă a momentului încovoietor M', se obține în secțiunea 2-2 pentru x_1=L şi este :

$$M' = \frac{\pi\rho^2\omega^2 RL^2}{12}\left(a_2 b_2 + a_1 b_2 + a_2 b_1 + 3a_1 b_1\right)$$

b) Porțiunea curbă a brațului

Într-o secțiune curentă α de pe bara curbă, momentul încovoietor poate fi scris ca având doua componente:

$$M(\alpha) = M'(\alpha) + M''(\alpha) \qquad (6.20)$$

în care $M'(\alpha)$ este momentul încovoietor corespunzator forței centrifuge de pe porțiunea curbă a brațului de echilibrare;

$M''(\alpha)$ - momentul încovoietor dat de forța centrifugă corespunzatoare porțiunii verticale a brațului;

Pentru a stabili expresia lui $M'(\alpha)$ se procedează astfel:

- se izolează un element infinit mic (de grosime elementară) obținut prin secționarea pe direcție radială prin doua secțiuni succesive sub unghiurile β respectiv β+dβ față de orizontală - figura 6.33.

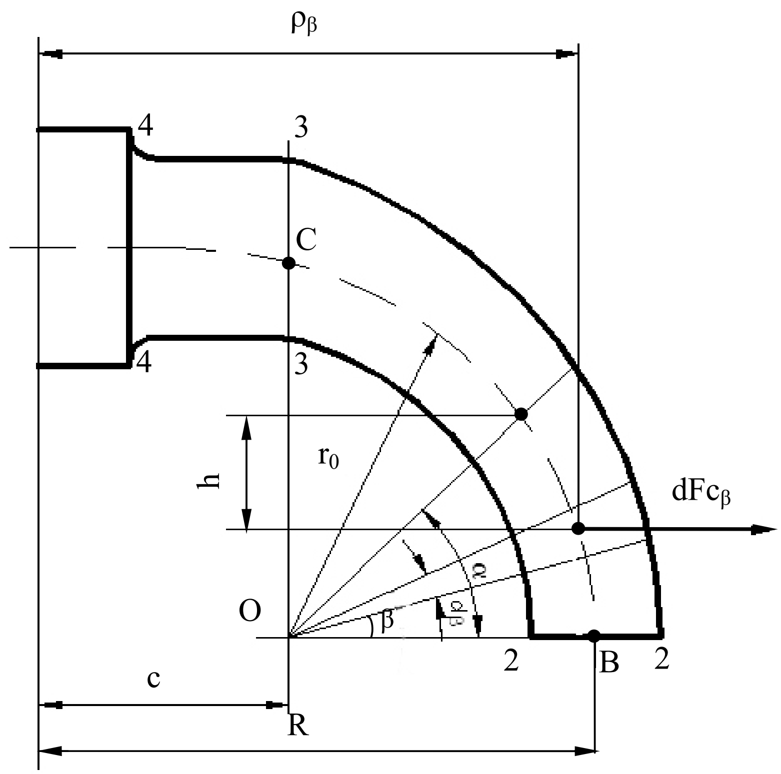


Fig. 6.33

Se consideră volumul elementar $dV=A_{\beta}\cdot dS$ unde:

A_{β} este aria secțiunii transversale pe porțiunea curbă a brațului de echilibrare;

dS - lungimea elementară a porțiunii de bară curbă cuprinsă între cele 2 secțiuni, cu:

$$dS = r_0 \cdot d\beta$$
$$A_{\beta} = \pi a_{\beta} b_{\beta}$$

Expresia forței centrifuge elementare dFc_{β} este:

$$dFc\beta = dm\omega^2 \rho_{\beta} = \rho A_{\beta} dS\omega^2 \rho_{\beta} = \rho\pi a_{\beta} b_{\beta}\, r_0 \omega^2 \rho\beta \cdot d\beta \qquad (6.21)$$

În conformitate cu reprezentarea din figura 6.33 se poate scrie:

$$\rho_{\beta} = r_0 \cdot \cos\beta + c \qquad (6.22)$$

Înlocuind relația (6.22) în relația (6.21) rezultă:

$$dFc\beta = \pi\rho r_0 \omega^2 a_{\beta} b_{\beta} (r_0 \cos\beta + c) d\beta \qquad (6.23)$$

Lungimea porțiunii curbe a brațului de echilibrare este:

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot r_0,$$

iar lungimea arcului dintre sectiunea 2-2 şi secțiunea β este:

$$l_{\beta} = \beta_0 \cdot r_0$$

Legile de variație liniara ale semiaxelor a_{β} şi b_{β} au urmatoarea formă:

$$\begin{cases} a_{\beta} = a_2(1 + k_2\beta) \\ b_{\beta} = b_2(1 + k_3\beta) \end{cases} \qquad (6.24)$$

unde : $k_2 = \dfrac{a_3 - a_2}{a_2} \cdot \dfrac{2}{\pi}$ şi

$$k_3 = \frac{b_3 - b_2}{b_2} \cdot \frac{2}{\pi}$$

Înlocuind relațiile (6.23) în relația (6.22) se obține:

$$dFc\beta = \pi\rho r_0\omega^2(A'\beta^2 + B'\beta + a_2b_2)(r_0\cos\beta + c)d\beta \qquad (6.25)$$

unde coeficienții A', B' se calculează cu expresiile:

$$\begin{cases} A' = \dfrac{4}{\pi^2}(a_3 - a_2)(b_3 - b_2) \\ B' = \dfrac{2}{\pi}[a_2(b_3 - b_2) + b_2(a_3 - a_2)] \end{cases} \qquad (6.26)$$

Momentul încovoietor al forței centrifuge elementare dFc_β în secțiunea α are expresia (cu $\alpha E[0;\frac{\pi}{2}]$):

$$dM'(\alpha) = dFc\beta \cdot h \qquad (6.27)$$

unde h este brațul forței centrifuge elementare.

Pe baza notațiilor din figura 6.33, brațul se poate exprima geometric astfel:

$$h = r_0\sin\alpha = r_0(\sin\alpha - \sin\beta) \qquad (6.28)$$

Înlocuind în relația (6.27) relațiile (6.25) şi (6.26) se obține:

$$dM'(\alpha) = \pi r_0^2\rho\omega^2(A'\beta^2 + B'\beta + a_2b_2)(r_0\cos\beta + c)(\sin\alpha - \sin\beta)$$

După integrarea relației de mai sus şi efectuarea tuturor calculelor se obține expresia momentului încovoietor corespunzator forței centrifuge de pe porțiunea curbă a brațului de echilibrare sub urmatoarea formă:

$$M'(\alpha) = \int_0^\alpha dM'(\alpha) = \pi r_0^2\rho\omega^2\int_0^\alpha (A'\beta^2 + B'\beta + a_2b_2)(r_0\cos\beta + c)(\sin\alpha - \sin\beta)d\beta \qquad (6.29)$$

iar în final, considerând pe α constant:

$$M'(\alpha) = \pi\rho\omega^2 \cdot r_0\left\{\frac{a_2b_2}{2}\sin^2\alpha + r_0^2[\sin^2\alpha(\frac{A'}{2}\alpha^2 + \frac{B'}{2}\alpha - \frac{7}{4} + \sin 2\alpha(\frac{3}{4}A'\alpha + \frac{3}{8}B') - B'\sin\alpha + \frac{1}{4}A'\alpha^2 + \right.$$

$$+A'(\alpha^2\cos\alpha-2\alpha\sin\alpha-2\cos\alpha+2)+\frac{c}{r_0}(\frac{A'}{3}\alpha^3\sin\alpha+\frac{B'}{2}\alpha^2\sin\alpha+a_2b_2\sin\alpha+B'\alpha\cos\alpha-B'\sin\alpha+$$

$$+a_2b_2\cos\alpha-a_2b_2)]\} \tag{6.30}$$

Momentul încovoietor dat de forța centrifugă corespunzatoare porțiunii vericale a brațului poate fi exprimată astfel:

$$M''(\alpha)=Fc[(L-Xs)+X\alpha] \tag{6.31}$$

unde: *Fc* este forța centrifugă corespunzatoare întregii porțiuni verticale a brațului, aplicată în centrul de greutate S al acestei porțiuni;

x_s – coordonata centrului de greutate S;

x_α – distanța pe vericală de la sectiunea α la secțiunea 2-2 (vezi fgura 6.32).

Expresia forței *Fc* poate fi determinată prin integrarea relației (6.17). Astfel:

$$Fc=\int_0^L dFcx=\int_0^L \pi\rho\omega^2R(Ax^2+Bx+a_1b_1)dx$$

sau după integrare şi efectuarea tuturor calculelor:

$$Fc=\frac{\pi L\rho\omega^2R}{6}[(2a_2+a_1)b_2+(2a_1+a_2)b_1] \tag{6.32}$$

Pentru calculul poziției centrului de greutate se foloseşte relația:

$$Xs=\frac{\int_0^L dVx}{V} \tag{6.33}$$

unde: dVx este volumul elementar considerat pe porțiunea verticală obținut prin secționare succesivă la distanțele x şi x+dx

V - volumul întregii porțiuni verticale (volumul unui trunchi de con cu secțiunea eliptică)

Dar:

$$V=\frac{\pi L}{6}[(2a_2+a_1)b_2+(2a_1+a_2)b_1] \tag{6.34}$$

şi

$$dVx=Ax\cdot dx=a_xb_x\cdot\pi dx=\pi a_1b_1(1+kx)(1+k_1x)=\pi[Ax^2+Bx+a_1b_1]dx \tag{6.35}$$

unde A şi B se calculează cu relaţiile (6.18).

Înlocuind relaţiile (6.34) şi (6.35) în relaţia (6.33) şi efectuând integrarea şi toate calculele necesare se obţine relaţia:

$$Xs = \frac{L}{2} \cdot \frac{3a_2b_2 + a_1b_2 + a_2b_1 + a_1b_1}{2a_2b_2 + a_1b_2 + a_2b_1 + 2a_1b_1} \tag{6.36}$$

În figura 6.32 se observă că:

$$x_\alpha = r_0 \sin\alpha \tag{6.37}$$

Înlocuind relaţiile (6.32), (6.36) şi (6.37) în relaţia (6.31) se obţine expresia momentului încovoietor $M''(\alpha)$ sub urmatoarea formă:

$$M''(\alpha) = \frac{\pi L^2}{12} \rho\omega^2 R(A'' + B''\sin\alpha) \tag{6.38}$$

unde:
$$\begin{cases} A'' = a_2b_2 + a_1b_2 + a_2b_1 + 3a_1b_1 \\ B'' = \dfrac{2r_0}{L}[(2a_2 + a_1)b_2 + (2a_1 + a_2)b_1] \end{cases} \tag{6.39}$$

Într-o secţiune α de pe porţiunea curbă a braţului de echilibrare, momentul încovoietor M(α) se obţine prin însumarea relaţiilor (6.30) şi (6.39).

Aşa cum deja s-a menţionat, secţiunea periculoasă, deci momentul încovoietor maxim este în sectiunea 3-3, valoarea momentului M fiind determinată prin particularizarea momentului M(α) pentru α= π/2. După Înlocuire şi după efectuarea tuturor calculelor se obţine:

$$\begin{aligned} M_{max} = M &= \frac{\pi L^2}{12}\rho\omega^2 R(A'' + B'') + \frac{\pi a_2 b_2 \rho\omega^2 r_0}{2} + \\ &+ \pi\rho\omega^2 r_0^3[-1.05A' + 0.57B' + \frac{c}{r_0}(1.28A' + 0.234B' + 0.571a_2b_2)] \end{aligned} \tag{6.40}$$

Pentru cazul particular:

$a_1 = a_2 = a_3 = a$; $b_1 = b_2 = b_3 = b$ (secţiunea transversala a braţului este constantă), relaţia (6.20) devine:

$$M' = \frac{\pi\rho^2\omega^2 RL^2}{2}$$

Expresia momentului M(α) obținut prin însumarea relațiilor (6.30) şi (6.38) particularizate în cazul sus menționat ajunge după efectuarea calculelor la urmatoarea formă:

$$M(\alpha) = \frac{\pi ab\rho\omega^2}{2}\{RL(L+2r_0\sin\alpha)+r_0[\sin^2\alpha+2c(\alpha\sin\alpha+\cos\alpha-1)]\} \tag{6.41}$$

Valoarea maximă a momentului se obține prin particularizarea relației (6.41) şi are urmatoarea expresie:

$$M'' = \frac{\pi ab\rho\omega^2}{2}[RL(L+2r_0)+r_0+1.14cr_0] \tag{6.42}$$

6.2.1.2. Calculul tensiunilor pe porțiunea curbă a brațului de echilbrare

Solicitările din ramurile furcii sunt produse de forța centrifugă. Secțiunea periculoasă este cea în care momentul încovoietor este maxim în modul. În cazul studiat aceasta situație apare în zona curbă a furcii în secțiunea 3-3 - figura 6.34. Tensiunile din aceasta zonă pot fi calculate cu formulele corespunzatoare barelor curbe cu curbură mare.

Pentru o bară curbă plană cu secțiunea simetrică solicitată la încovoiere pură de momentul M tensiunea la o distanta y de axa neutră este dată de relația :

$$\delta = \frac{M}{A\cdot e}\cdot\frac{y}{r-y} \tag{6.43}$$

unde : y este distanța de la axa neutră la o fibră oarecare;

A – aria secțiunii transversale a barei;

e - distanța de la centrul de greutate al secțiunii la axa neutră (excentricitatea axei neutre);

n – distanța de la axa neutră la centrul de curbură O al barei (raza de curbură a suparfeței neutre).

În general se cunoaşte raza r_0 care reprezintă distanța de la centrul de curbură al barei la centrul de greutate al secțiunii. De pe desen se poate scrie:

$$r_0 = r + e$$

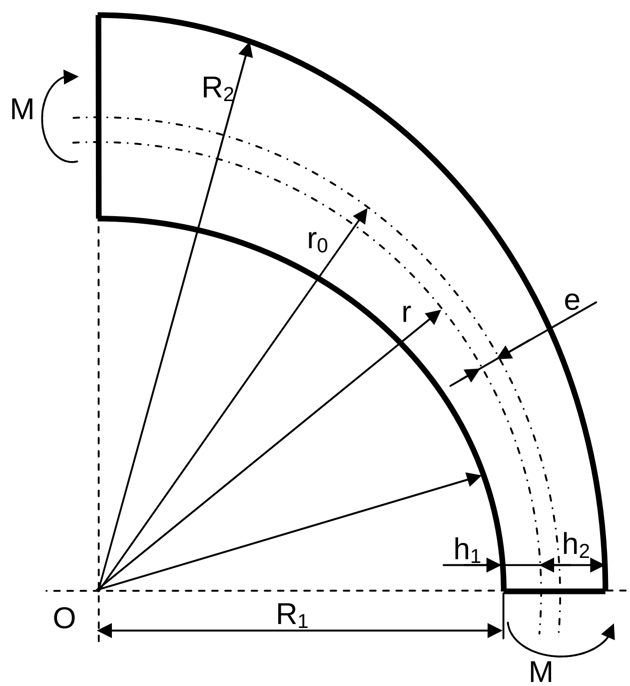


Fig. 6.34

Pentru secțiunea eliptică valoarea razei r se calculează cu relația:

$$r = \frac{b^2}{4(2r_0 - \sqrt{4r_0^2 - b^2})} \tag{6.44}$$

unde b este semiaxa mică a elipsei.

Tensiunile din lungul fibrelor marginale au valorile cele mai mari. Pentru fibrele extreme ale secțiunii tensinunile au valorile:

$$\begin{cases} \delta \max = \frac{M}{A \cdot e} \cdot \frac{h_1}{r - h_1} = \frac{M}{A \cdot e} \cdot \frac{h_1}{R_1} \\ \delta \min = -\frac{M}{A \cdot e} \cdot \frac{h_2}{r + h_2} = -\frac{M}{A \cdot e} \cdot \frac{h_2}{R_2} \end{cases} \tag{6.45}$$

unde: R_1, R_2 reprezintă razele de curbură ale fibrelor extreme (marginale);

h_1, h_2 – distanţele de la axa neutră la fibrele extreme.

Dacă în secţiunea barei curbe există şi forţa axială N, cum este cazul şi în situaţia utilizată la relaîiile de mai sus se adugă şi tensiunea:

$$\delta = \frac{N}{A} \tag{6.46}$$

cu semnul (+) daca N este de întindere şi cu semnul (-) daca n este de compresiune.

Prin urmare tensiunea în fibrele extreme devine:

$$\begin{cases} \delta \max = \frac{N}{A} + \frac{M}{A \cdot e} \cdot \frac{h_1}{h_2} \\ \delta \min = \frac{N}{A} - \frac{M}{A \cdot e} \cdot \frac{h_2}{R_2} \end{cases} \tag{6.47}$$

Un alt mod de a exprima tensiunile în barele curbe supuse unei solicitări compuse de tracţiune si încovoiere este dat de relaţia:

$$\delta = \frac{1}{A}(N + \frac{M}{\rho} + \frac{M}{k \cdot \rho} \cdot \frac{y}{\rho + y}) \tag{6.48}$$

Relaţia permite stabilirea repartiţiei tensiunilor pe înalţimea secţiunii (σ fiind tensiunea într-o fibră situată la distanţa y de axa secţiunii). Semnificaţia mărimilor din relaţie este urmatoarea:

ρ - raza de curbură a axei barei $(\rho = r_0)$

y – distanta de la axa secţiunii la fibra în care se calculează tensiunea σ.

În acest caz distanţele y se masoară de la centrul de greutate, spre deosebire de relaţia (6.43) în care se măsoară de la axa neutră. Evident că ambele formule menţionate conduc la acelaşi rezultat.

Coeficientul de formă este o caracteristică a secțiunii transversale şi se determină cu relația:

$$k = -\frac{1}{A}\int_A \frac{y}{\rho + y} dA \qquad (6.49)$$

6.2.2. Calculul deformațiilor brațelor

Sub acțiunea forțelor centrifuge, brațele turcii se depărtează de axa de rotație.

Pentru ca furcile să nu se agațe între ele, trebuie ca săgeata f măsurată la capătul de jos al brațelor să nu depăşească anumite limite - figura 6.35.

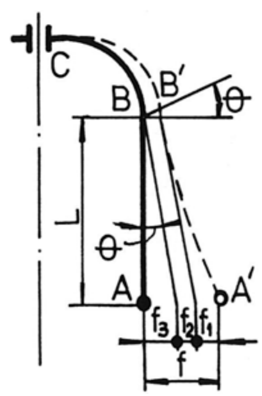


Fig. 6.35

De asemenea, se impune ca deformațiile celor două brațe să fie egale:

$$f_{brat\ activ} \cong f_{brat\ echilibrare}$$

Săgeata f este dată de relația:

$$f = f + f_2 + f_2 < f_a \qquad (6.50)$$

în care:

f_1 este deformația de încovoiere a porțiunii rectilinii AB.

f_2 - deformația furcii în punctual B datorită încovoierii porțiunii curbate BC,

f_3 - deplasarea capătului A datorită înclinării secțiunii din B cu unghiul θ, rotire provenită tot de la deformația de încovoiere a porțiunii BC.

a) Calculul deformației f_1

Deformația f_1 se determină cu relația:

$$f_1 = f_{1AB} + f_{1D} \tag{6.51}$$

în care:

f_{1AB} este deformația porțiunii liniare a brațului AB,

f_{1D} - deformația provocată de forța centrifugă a degetului presător.

Ecuația diferențială a liniei elastice - fig. 6.36, are forma:

$$\frac{d^2}{dx^2}\left(E \cdot I_x \cdot \frac{d^2 y}{dx^2}\right) = q_x \tag{6.52}$$

în care:

$q_x = \rho \cdot l \cdot A_x \cdot (r \cdot y) \cdot \omega^2$ reprezintă intensitatea sarcinii distribuite.

Se admite că porțiunea AB este de formă tronconică, cu secțiuni transversale asemenea; astfel, secțiunea A_x şi momentul de inerție al secțiunii I_x se calculează cu relațiile:

$$A_x = A_0\left(1 - \frac{d_0 - d_1}{d_0} \cdot \frac{x}{L}\right)^2 \tag{6.53}$$

$$I_x = I_0\left(1 - \frac{d_0 - d_1}{d_0} \cdot \frac{x}{L}\right)^4 \tag{6.54}$$

Întrucât y<<<r, săgeata *y* poate fi neglijată; calculele efectuate pentru diferite tipuri constructive de furci arată că eroarea care apare prin adoptarea acestei ipoteze nu depăşeşte 1%.

Dacă se notează:

$$s = \frac{d_0 - d_1}{d_0}, \text{ (s – conicitate)} \tag{6.55}$$

$$a = \rho \frac{A_0 \cdot \omega^2}{EI_0}, \quad (\rho = y/g) \tag{6.56}$$

atunci ecuația diferențială a liniei elastice capătă forma:

$$\frac{d^2}{dx^2}\left[\left(1-s\cdot\frac{x}{L}\right)^4\cdot\frac{d^2y}{dx^2}\right]=a\cdot r\cdot\left(1-s\cdot\frac{x}{L}\right)^2 \qquad (6.57)$$

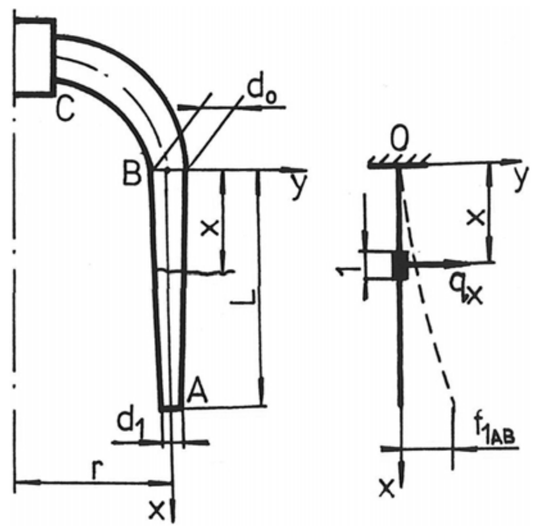


Fig. 6.36

Condițiile inițiale pentru grinda considerată sunt:

- pentru x=0→y=0 şi $\frac{d^2y}{dx^2}=0$, (bară încastrată în B) (6.58)

- pentru x=L→$\frac{d^2y}{dx^2}=0$ şi $\frac{d^3y}{dx^3}=0$ (moment încovoietor şi forță tăietoare zero). (6.59)

Pentru constantele de integrare se găsesc expresiile:

$$C_1=\frac{a\cdot r\cdot L}{3s},\ C_2=\frac{a\cdot r\cdot L^2}{12s^3}\cdot(1-s)^3\cdot(1+3s), \qquad (6.60)$$

$$C_3=\frac{a\cdot r\cdot L^3}{12s^3}\cdot(1-s)^3\cdot(1+3s), C_4=\frac{a\cdot r\cdot L^4}{12s^3}\cdot(1-s)^3\cdot(1+3s) \qquad (6.61)$$

Expresia liniei elastice (6.57), folosind constantele de integrare, capătă forma:

$$y = \frac{a \cdot r \cdot L^2}{24s^2} \cdot x^2 - \frac{a \cdot r \cdot L^4}{6s^4} \cdot \frac{(1-s)^3}{x} + \frac{a \cdot r \cdot L^4}{24s^4} \cdot \frac{(1-s)^4}{\left(1 - s\frac{x}{L}\right)^2} +$$
$$+ \frac{a \cdot r \cdot L^3}{12s^2} \cdot (1-s)^3 \cdot (1-s) \cdot x + \frac{a \cdot r \cdot L^4}{24s^4} \cdot (1-s)^3 \cdot (3+s) \qquad (6.62)$$

Întrucât interesează săgeata f_{1AB}, după înlocuirea x = L se stabileşte:

$$f_{1AB} = \frac{a \cdot r \cdot L^4}{24}(3-2s) \qquad (6.63)$$

Înlocuind pe s şi a cu expresiile respective (6.55) şi (6.56) în relaţia (6.63) se obţine:

$$f_{1AB} = \omega^2 \frac{\rho \cdot A_0 \cdot r \cdot L^4}{E \cdot I_0} \cdot \frac{1 + 2\frac{d_1}{d_0}}{24} \qquad (6.64)$$

Forma tronconică a braţului $(d_1 / d_0 = 0{,}5)$ conduce la micşorarea deformaţiei cu 60% în raport cu situaţia în care secţiunea este constantă $(d_1 / d_0 = 1)$.

În situaţia braţului activ, la capătul căruia se află degetul presător, la săgeata f_{1AB} se va adăuga şi săgeata f_{1D} dată de forţa centrifugă respectivă.

Pentru forma de trunchi de con a braţului se găseşte:

$$f_{1D} = \frac{F_{CD} \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_1 - \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^2} \qquad (6.65)$$

b) Calculul deformatei f_2

Partea curbată BC a braţului turcii - figura 6.37, este încovoiată sub acţiunile momentului M_B^L, forţei F_C^L (ambele provenite de la porţiunea dreaptă AB) şi forţei centrifuge proprii F_C^{BC}. Aceste încărcări produc săgeata:

$$f_1 = f_{21} + f_{22} + f_{23} \qquad (6.66)$$

în care:

- f_{21} este produsă de M_B^L
- f_{22} - produsă de F_C^L
- f_{23} - produsă de F_C^{BC}

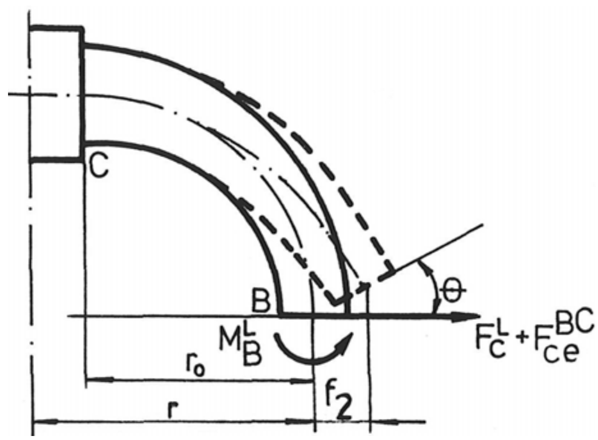


Fig. 6.37

Apelând la relația de calcul a momentului M_B^L (6.41) şi a observațiilor menționate în paragrafele anterioare, se determină expresia forței centrifuge echivalente:

$$F_{ce}^{BC} = \frac{M_C^{BC}}{r_0} = \omega^2 \cdot \frac{m_{BC}}{\pi}\left[r_0 + (\pi - 2)c\right] \qquad (6.67)$$

Pe baza datelor cunoscute din "Rezistența materialelor" referitoare la bare curbe, deformațiile f_{21} şi $(f_{22} + f_{23})$ se determină cu relațiile:

$$f_{21} = \frac{M_B^L}{E \cdot I} \cdot r_0^2 \qquad (6.68)$$

$$f_{22} + f_{23} = \frac{\pi \cdot F_C^L + F_{ce}^{BC}}{E \cdot I} \cdot r_0^3 \qquad (6.69)$$

c) Calculul deformafiei f_3

Din figura 6.35 rezultă:

$$f_3 = L \cdot \theta \tag{6.70}$$

Rotirea brațului AB cu unghiul θ apare sub acțiunile momentului M_B^L şi forța $\left(F_c^L + F_{ce}^{BC}\right)$:

$$\theta = \theta_M + \theta_{Fc} \tag{6.71}$$

Conform teoriei barelor curbe, relațiile de calcul pentru cele două unghiuri de rotire, θ_M şi θ_{Fc} sunt:

$$\theta_M = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{M_B^L}{2 \cdot E \cdot I} \cdot r_0 \tag{6.72}$$

$$\theta_{Fc} = \frac{F_c^L + F_{ce}^{BC}}{E \cdot I} \cdot r_0 \tag{6.73}$$

În continuare, limitele admisibile ale deformațiilor furcilor depind de intervalul minim admis între două furci alăturate, pentru ca acestea să nu se atingă în timpul funcționării. Totodată deformațiile celor două brațe (activ şi de echilibrare) trebuie să fie egale.

6.2.3. Calculul turațiilor critice

În cazul funcționării unui sistem cu o turație egală cu cea critică, datorită fenomenului de rezonanță, amplitudinile oscilațiilor cresc foarte mult, dăunând procesului tehnologic în paralel cu producerea de zgomot şi a propagării vibrațiilor în întreaga maşină.

Calculul turațiilor critice pentru furcile de flaier ia în considerare întreg ansamblul aflat în rotație, fus-furcă.

Se admite că fusul este simplu rezemat - figura 6.38, ipoteză infirmată de realitate, deoarece lagărul superior al fusului intervine cu un oarecare grad de încastrare care este influențat de amplitudinile oscilațiilor.

În funcționarea furcilor de flaier turațiile de lucru sunt întâlnite în apropierea primei zone de rezonanță, astfel încât interesează, în marea majoritate a cazurilor, determinarea valorii primei turații critice. Datorita acestei observații se apelează metoda Dunkerley:

$$\frac{1}{n_{cr}^{1}} = \frac{1}{n_0^2} + \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} \qquad (6.74)$$

în care:

$n_0 = 300\sqrt{\frac{1}{f_{st0}}}$ (n_0 - turația critică a ansamblului în ipoteza considerării numai a masei furcii);

$n_1 = 300\sqrt{\frac{1}{f_{st1}}}$ (n_1- turația critică a ansamblului în ipoteza considerării numai a masei corespunzătoare capătului în consolă l_1 a fusului).

$n_2 = 300\sqrt{\frac{1}{f_{st2}}}$ (n_2- turația critică a ansamblului în ipoteza considerării numai a masei corespunzătoare lungimii fusului l_2 dintre reazeme).

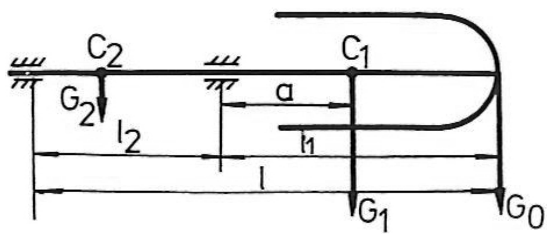


Fig. 6.38

Masa fusului pe porțiunea l_2 se poate neglija, eroarea fiind sub 1%. Săgețile statice, provocate de forțele de greutate G_0 (furca) şi G_1 (lungimea în consolă a fusului) se determină cu expresiile:

$$f_{st0} = \frac{G_0 \cdot l \cdot l_1^2}{3 \cdot E \cdot I} \quad [\text{cm}] \qquad (6.75)$$

în care:

- a este distanța de la centrul lagărului superior la centrul de greutate al consolei,
- I = const.

În concluzie, turația critică n_{cr}, trebuie să îndeplinească următoarea condiție - figura 6.39:

$$n_{cr_{min}} \geq 1{,}3 n_{max} \qquad (6.76)$$

în care n_{max}, este turația maximă de exploatare; $n_{cr_{min}}$ este calculat pentru cazul când $l_1 = l_{1max}$, adică bobina este în poziția limită "jos".

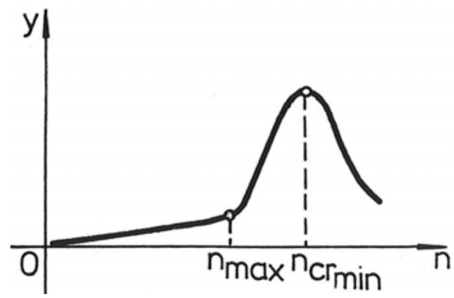


Fig. 6.39

6.2.4. Rezistența aerodinamică a furcilor de flaier

În exploatare, brațele furcilor de flaier întâmpină rezistența mediului care provoacă un consum de putere P_{rm} ce se poate determina cu relația (6.77) - figura 6.40.

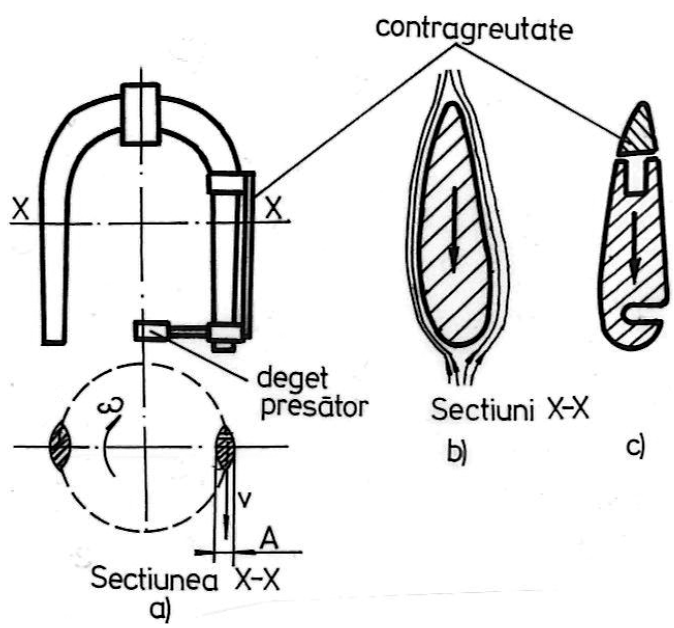


Fig. 6.40

$$P_{rm} = c \cdot A \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot v \qquad (6.77)$$

în care:

v este viteza tangențială la traiectoria axelor brațelor turcii;

$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$ - rezistența aerodinamică;

ρ - densitatea mediului ambiant;

A - suprafața brațului proiectată pe un plan perpendicular;

C - coeficient aerodinamic.

Se remarcă faptul că puterea consumată P_{rm}, este proporțională cu v^3. Cum furcile la flaierele moderne funcționează cu viteze ridicate (până la aprox. 1800 rot/min) sunt necesare măsuri care să micşoreze, pe cât posibil, acest consum de putere, acționându-se asupra factorilor c şi A.

În acest scop se adoptă pentru brațe, secțiuni cu formă apropiată de profilul aripei de avion; în figura 6.40 b) este prezentată o secțiune prin brațul de echilibrare, iar în figura 6.40 c) prin brațul activ (cu contragreutatea degetului presător).

Capitolul 7

MAŞINI DE FILAT CU INELE

7.1. Cinematica maşinii de filat cu inele

Studiul efectuat în acest capitol are drept obiect maşina de filat cu inele de tip „UNIMAT – 70FB”, fabricată la S.C. ”UNIREA” S.A. Cluj-Napoca, cu următoarele caracteristici tehnice:

- pasul dintre fuse………………………………p_f = 70 mm
- diametrul inelului…………………………......D_i = 48mm
- numărul de fuse ……………………………....N_f = 400
- numărul de fuse pe secţiune …………………N_{fs} = 16
- lungimea secţiunii de fuse …………………....L_s = 1104mm
- turaţia maximă de lucru a fusului …………....n_{fm} = 14500 rot/min
- puterea motorului ……………………………..P_m = 15 kW

După acest model, vor putea fi efectuate studii asemănătoare pentru orice altă maşină, cu alte caracteristici tehnice, din tipul menţionat.

Maşina de filat cu inele de tip „UNIMAT – 70FB” este alcătuită din cinci subansambluri principale, separate prin linii întrerupte în schema cinematică generală a maşinii prezentată în figura 7.1.

1 – subansamblul central de acţionare a maşinii;
2 – subansamblul de antrenare a fuselor în mişcarea de rotaţie;
3 – subansamblul de antrenare a trenului de laminat;
4 – subansamblul de comanda a saltului băncii;
5 -subansamblul de antrenare a băncii inelelor şi băncii inelelor limitatoare de balon.

În prima parte a acestui capitol sunt efectuate studii în vederea stabilirii ecuaţiilor de legătură şi de transmitere ale mişcării pentru fiecare dintre subansamblurile menţionate mai sus.

7.1.1. Cinematica subansamblului central de acţionare a maşinii

Acest subansamblu este alcătuit din elementele prezentate în figura 7.2.

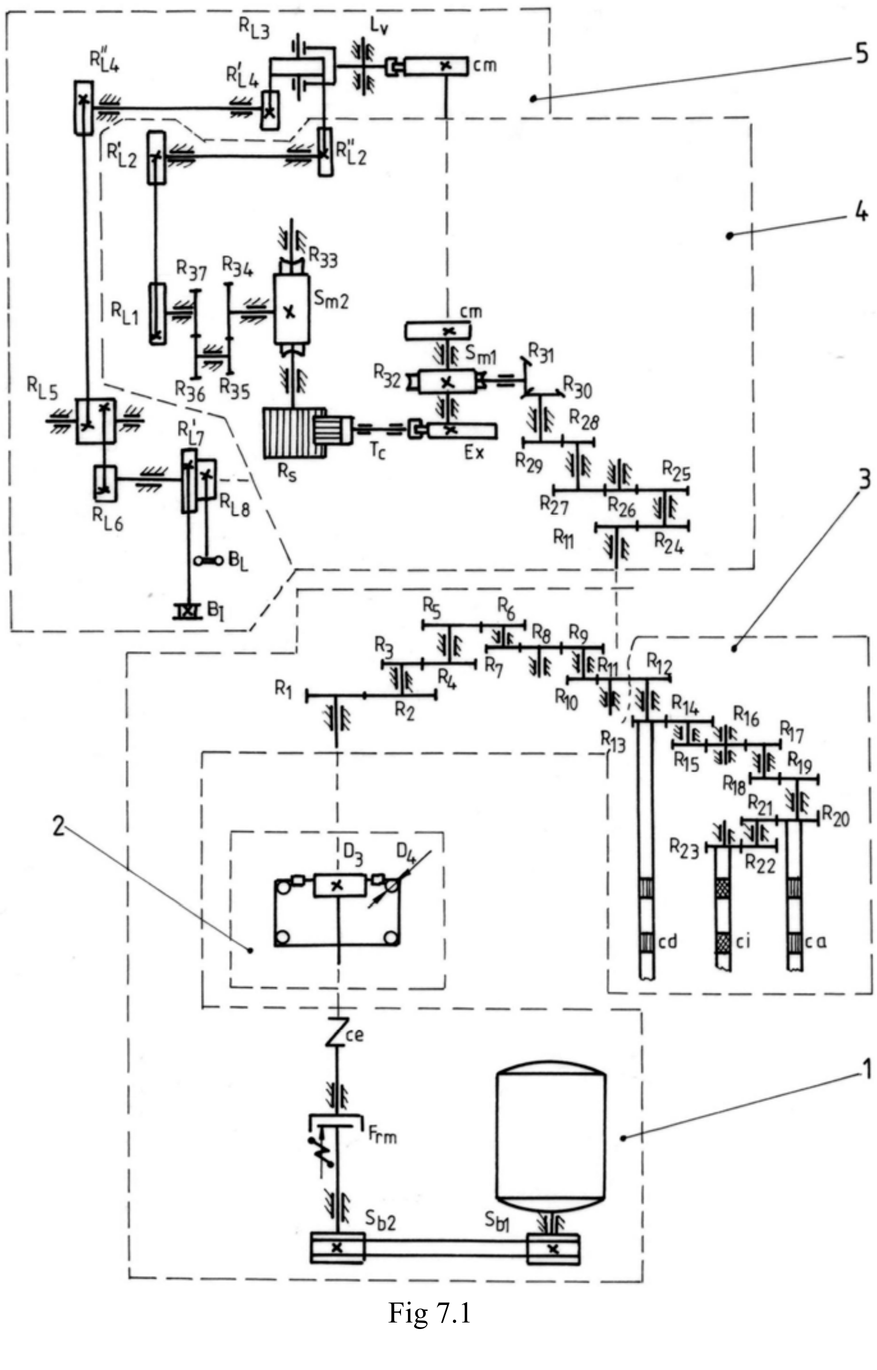


Fig 7.1

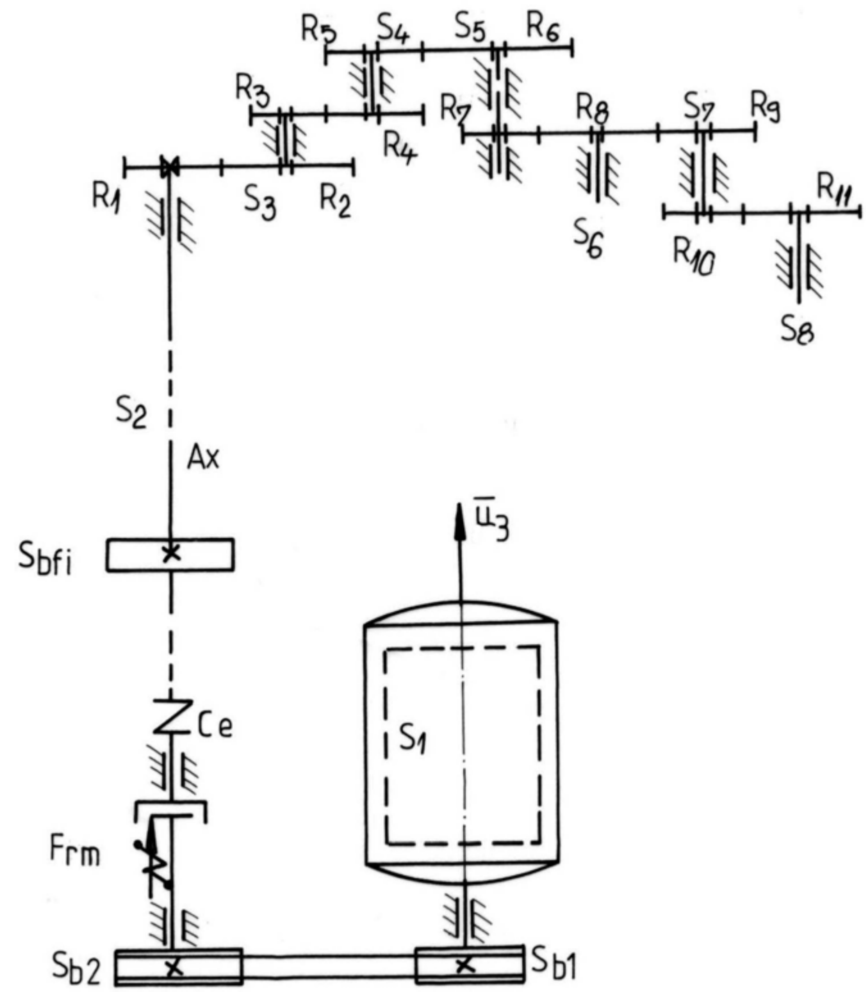


Fig. 7.2

- *Elementul* (S_1), reprezentat prin ansamblul rigid rotor – roată de curea conducătoare (S_{b1}), aceasta din urmă, fiind realizată într-un număr de 20 de variante, cu diametre cuprinse între limitele 106 mm şi 305,8 mm; valorile diametrelor D_1 fiind prezentate în tabelul 7.1. Poziţia acestui element va fi determinată prin unghiul de rotaţie φ_1, a cărui

valoare scalară, ca şi cea a vitezei unghiulare $\omega_1 = \dot{\varphi}_1$, va fi raportată la versorul $\bar{u}_3$ - figura 7.2.

- *Elementul* (S_2), reprezentat prin ansamblul rigid şaibă condusă (S_{b2}) – axul (A_x), cuplajul elastic (C_e), roata dinţată (R_1) cu z_1 = 34 dinţi, precum şi un număr de n_s = 100 roţi de antrenare a fuselor (S_{bfi}), (i = 1, 2,….100), de diametre D_{3i}= D_3= 230 mm. Roata (S_{b2}) este construită tot într-un număr de 20 de variante, cu diametrele D_2 cuprinse între 247,6 mm şi 417,6 mm, corespondenţa diametrelor D_2 cu D_1 fiind indicată, de asemenea, în tabelul 7.7. Poziţia elementului (S_2) va fi determinată prin unghiul de rotaţie φ_2, al cărui semn – ca şi semnul vitezei unghiulare $\omega_2 = \dot{\varphi}_2$ – va fi raportat la acelaşi versor $\bar{u}_3$.

Raportul de transmitere al roţii conduse faţă de roata conducătoare este:

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} \tag{7.1}$$

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului prin curea între elementele (S_1) şi (S_2), au formele:

$$\varphi_2 = \frac{1}{i_{12}} \cdot \varphi_1,$$
$$\omega_2 = \frac{1}{1,2} \cdot \omega_1 \tag{7.2}$$

- *Elementul* (S_3), reprezentat prin blocul rigid de roţi dinţate coaxiale (R_2) şi (R_3) cu z_2 = 68 dinţi şi z_3 = 19;39 dinţi.

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului dintre elementele (S_2) şi (S_3) vor avea, ţinând seama şi de relaţiile (7.2), formele:

$$\varphi_3 = -\frac{z_1}{z_2} \cdot \varphi_2 = -\frac{0,5}{i_{12}} \cdot \varphi_1;\ \omega_3 = -\frac{0.5}{i_{12}} \cdot \omega_1 \tag{7.3}$$

semnele unghiului de rotaţie şi vitezei unghiulare $\omega_3 = \dot{\varphi}_3$ fiind raportate şi acum la versorul $\bar{u}_3$.

- *Elementul* (S_4), reprezentat prin blocul rigid de roţi dinţate coaxiale (R_4) şi (R_5) cu z_4 = 58; 39 dinţi şi z_5 = 28; 39; 50 dinţi.

Tabelul 7.1

Turația fuselor (rot/min)		D_2 (mm)	D_1 (mm)	D_2 / D_1
Diametrul nucii D_4=24 mm	Diametrul nucii D_4=27 mm			
3500	3080	417,6	106,0	3,94
4000	3520	405,7	117,6	3,45
4500	3960	397,8	130,0	3,06
5000	4400	390,2	141,4	2,76
5500	4840	386,5	153,8	2,51
6000	5280	376,3	163,6	2,30
6500	5720	367,6	173,4	2,12
7000	6160	364,0	184,8	1,97
7500	6600	352,9	191,8	1,84
8000	7040	345,7	201,0	1,72
8500	7475	337,9	208,6	1,62
9000	7910	331,7	216,8	1,53
9500	8360	330,6	227,6	1,45
10000	8800	319,3	231,4	1,38
10500	9225	312,0	238,2	1,31
11000	9660	307,6	246,1	1,25
11500	10110	306,2	255,2	1,20
12000	10550	296,0	257,4	1,15
12500	11000	289,5	263,2	1,10
13000	11440	284,9	268,8	1,06
13500	11880	281,1	275,6	1,02
14000	12320	273,6	279,2	0,98
14500	12750	269,8	284,0	0,95
15000	13200	265,5	288,6	0,92
15500	13630	260,2	292,4	0,89
16000	14000	256,2	298,0	0,86
16500	14520	251,5	303,0	0,83
17000	14960	247,6	305,8	0,81

Ecuațiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_3) au următoarele forme:

$$\varphi_4 = -\frac{z_3}{z_4}\cdot\varphi_3 = \frac{0,5}{i_{34}\cdot i_{12}}\cdot\varphi_1;$$
$$\omega_4 = \frac{0.5}{i_{34}\cdot i_{12}}\cdot\omega_1 \tag{7.4}$$

cu: $i_{34} = \frac{z_4}{z_3}$ (7.5)

reprezentând raportul de transmitere al roţii (R_4) faţă de roata (R_3).

- *Elementul* (S_5), reprezentat prin blocul roţilor dinţate coaxiale (R_6) şi (R_7) cu z_6 = 50;39;28 dinţi şi z_7 = 30 dinţi.

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_4) au formele:

$$\varphi_5 = -\frac{z_5}{z_6}\cdot\varphi_4 = \frac{15}{z_6\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1;\ \omega_5 = \frac{15}{z_6\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\omega_1 \tag{7.6}$$

- *Elementul* (S_6), reprezentat prin roata intermediară (R_8), cu z_8 = 68 dinţi pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_5) au formele:

$$\varphi_6 = -\frac{z_1}{z_8}\cdot\varphi_5 = 6,615\cdot\frac{1}{z_6\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1;$$
$$\omega_b = 6,615\cdot\frac{1}{z_6\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\omega_1 \tag{7.7}$$

- *Elementul* (S_7), reprezentat prin blocul format din roţile dinţate coaxiale (R_9) şi (R_{10}), cu z_9 = 30…53 dinţi şi z_{10} = 50 dinţi, pentru care rezultă următoarele ecuaţii de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_6):

$$\varphi_7 = -\frac{z_8}{z_9}\cdot\varphi_6 = -\frac{450}{z_9\cdot z_6\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1;$$
$$\omega_7 = -\frac{450}{z_6\cdot z_9\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\omega_1 \tag{7.8}$$

- *Elementul* (S_8), reprezentat prin roata dinţată intermediară (R_{11}), cu z_{11} = 88 dinţi, pentru care se pot scrie următoarele ecuaţii de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_7):

$$\varphi_8 = -\frac{z_{10}}{z_{11}}\cdot\varphi_7 = -\frac{255,6}{z_6\cdot z_9\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1;$$

$$\omega_8 = -\frac{255,6}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \qquad (7.9)$$

7.1.2. Cinematica subansamblului de antrenare a fuselor

Acest subansamblu, prezentat în figura 7.3, este alcătuit din 100 de grupuri de câte patru fuse.

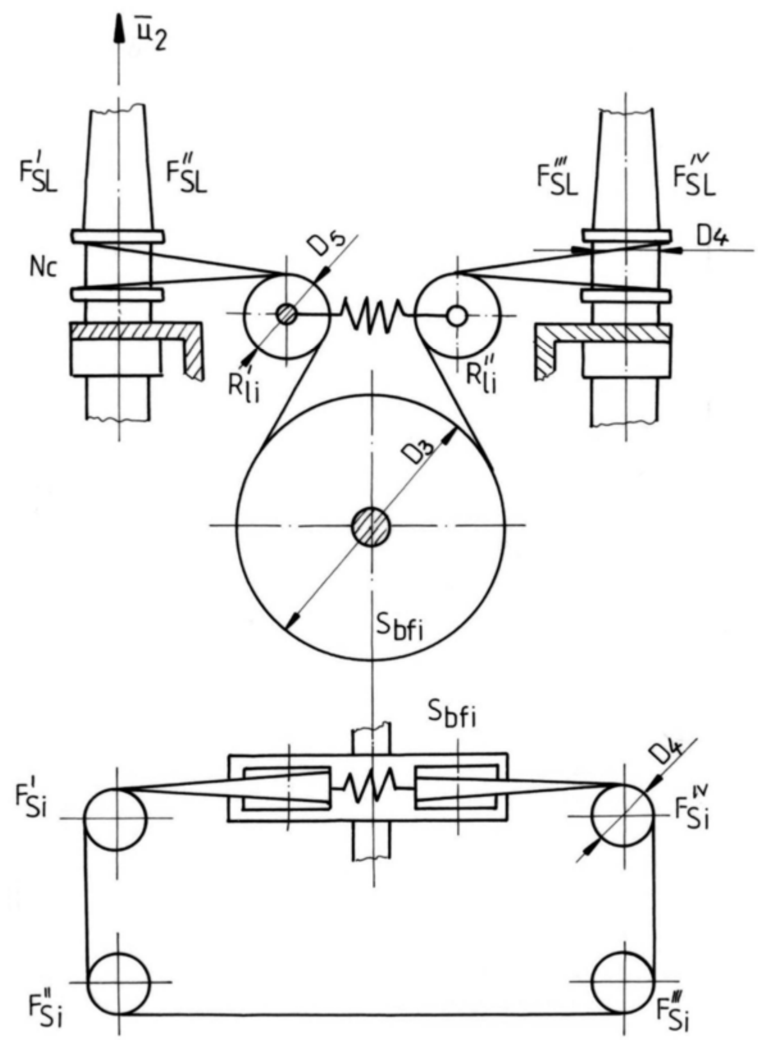


Fig. 7.3

Fusele au axele verticale, antrenarea realizându-se, în fiecare sistem, printr-o aceeaşi bandă de antrenare, care înfăşoară şaibele (S_{bfi}) fixate pa axele(A_x) şi nucile (N_c) ale fuselor; tensiunea în banda de antrenare este menţinută între limitele de 11-13 N cu ajutorul rolelor (R'_{li}) şi (R''_{li}).

Modul în care este realizată înfăşurarea asigură acelaşi sens de rotaţie pentru toate fusele.

Diametrele D_4 ale nucii fuselor şi D_5 ale rolelor au valorile:

$D_4 = 24;27$ mm şi $D_5 = 70$ mm.

Raportând sensurile unghiurilor de rotaţie φ_{9i} şi ale vitezelor unghiulare $\omega_{9i} = \dot{\varphi}_{9i}$ ale fuselor la versorul $\bar{u}_2$ ales ca în figura l.3 ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajelor fuselor cu şaibele (S_{bfi}) vor avea formele:

$$\varphi_{9i} = \frac{D_3}{D_4} \cdot \varphi_2 = \frac{230}{D_4 \cdot i_{12}} \cdot \varphi_1;$$

$$\omega_{9i} = \frac{230}{D_4 \cdot i_{12}} \cdot \omega_1 \quad (i = 1,2.....400) \tag{7.10}$$

7.1.3. Cinematica subansablului de antrenare a trenului de laminat

Acest subansamblu prezentat în figura 7.4 este alcătuit din următoarele elemente:

- *Elementul* (S_{10}), reprezentat prin cilindrul debitor activ (C_d), pe al cărui ax sunt fixate roţile dinţate (R_{12}) şi (R_{13}) cu $z_{12} = 50$ dinţi şi $z_{13} = 20$ dinţi.

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului elementului (S_{10}) cu elementul (S_8) sunt:

$$\varphi_{10} = -\frac{z_{11}}{z_{12}} \cdot \varphi_8 = -\frac{450}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1;$$

$$\omega_{10} = -\frac{450}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \tag{7.11}$$

semnele mărimilor φ_8 şi ω_8 fiind raportate, la versorul $\bar{u}_3$ – figura 7.4.

- *Elementul* (S_{11}), reprezentat prin blocul roţilor dinţate coaxiale (R_{14}) şi (R_{15}) cu z_{14}.= 69 dinţi şi z_{15} = l8 dinţi, pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării vor lua formele:

$$\varphi_{11} = -\frac{z_{13}}{z_{14}} \cdot \varphi_{10} = \frac{130,434}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1;$$

$$\omega_{11} = \frac{130{,}434}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \qquad (7.12)$$

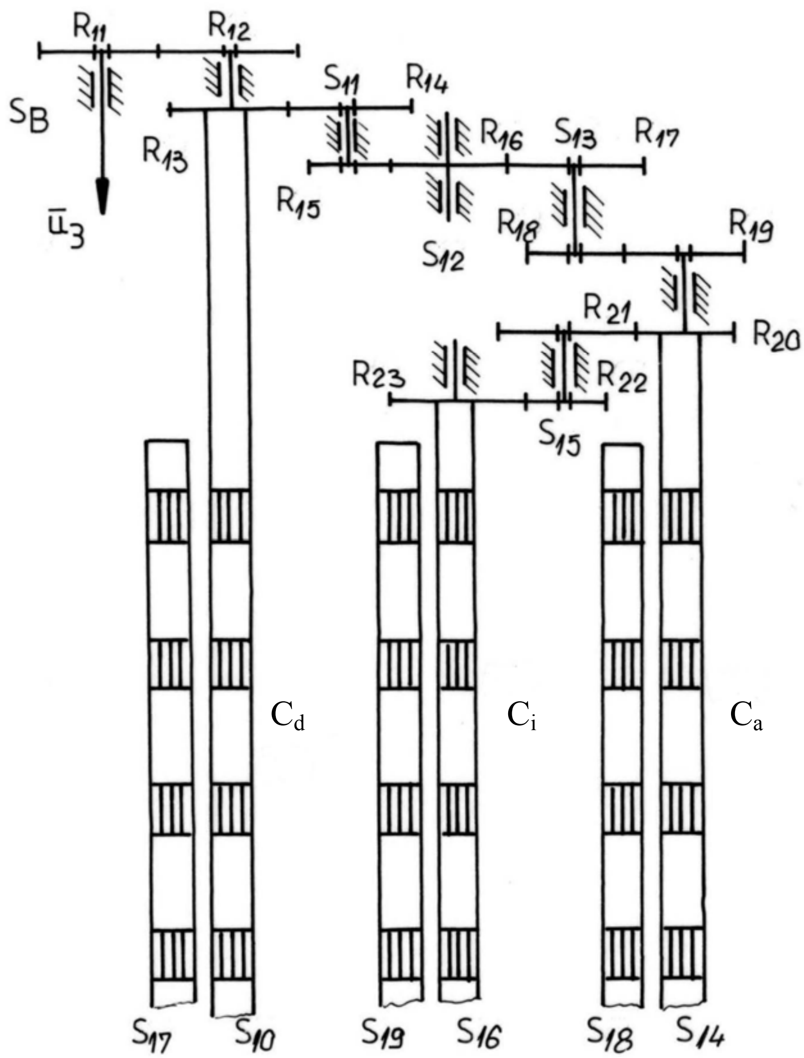


Fig. 7.4

- *Elementul* (S_{12}), reprezentat prin roata intermediară (R_{16}), cu z_{16} = 34 dinți pentru care ecuațiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_{11}) au formele :

$$\varphi_{12} = -\frac{z_{15}}{z_{16}} \cdot \varphi_{11} = -\frac{69{,}053}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 ;$$

$$\omega_{12} = -\frac{69{,}053}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \qquad (7.13)$$

- *Elementul* (S_{13}), reprezentat prin blocul de roţi dinţate coaxiale (R_{17}) şi (R_{18}), cu z_{17} = 95 dinţi şi z_{18} = 23…70 dinţi, ale cărui ecuaţii de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_{12}) sunt:

$$\varphi_{13} = -\frac{z_{16}}{z_{17}} \cdot \varphi_{12} = \frac{24{,}713}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 ;$$

$$\omega_{13} = \frac{24{,}713}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \qquad (7.14)$$

- *Elementul* (S_{14}), reprezentat prin blocul de roţi dinţate coaxiale (R_{19} şi R_{20}) cu z_{19} = 40, 50, 55, 60, 65, 70 şi 75 dinţi şi z_{20} = 34 dinţi, fixate pe axul cilindrului alimentator (C_a).

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere a mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_{13}) au formele:

$$\varphi_{14} = -\frac{z_{18}}{z_{19}} \cdot \varphi_{13} = -\frac{24{,}713 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 ;$$

$$\omega_{14} = -\frac{24{,}713 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \qquad (7.15)$$

- *Elementul* (S_{15}), reprezentat prin blocul de roţi coaxiale (R_{21}) şi (R_{22}), cu z_{21} = 37…51 dinţi şi z_{22} = 43 dinţi pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_{14}) sunt:

$$\varphi_{15} = -\frac{z_{20}}{z_{21}} \cdot \varphi_{14} = \frac{840.269 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot z_{21} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 ;$$

$$\omega_{14} = \frac{840{,}269 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot z_{21} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \qquad (7.16)$$

- *Elementul* (S_{16}) reprezentat prin roata dinţată (R_{23}) cu z_{23} = 23 dinţi fixată pe axul cilindrului intermediar (C_i).

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_{16}) au formele:

$$\varphi_{16} = -\frac{z_{22}}{z_{23}} \cdot \varphi_{15} = \frac{1570{,}938 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot z_{21} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 ;$$

$$\omega_{14} = \frac{1570{,}938 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot z_{21} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \tag{7.17}$$

- *Elementul* (S_{17}), reprezentat prin cilindrul debitor condus, antrenat prin frecare de cilindrul debitor conducător, cu ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării având relaţiile:

$$\begin{aligned} \varphi_{17} &= -\varphi_{10} = \frac{450}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1; \\ \omega_{17} &= -\omega_{10} = \frac{450}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \end{aligned} \tag{7.18}$$

- *Elementul* (S_{18}) reprezentat prin cilindrul alimentator condus, antrenat prin frecare de cilindrul alimentator conducător, cu ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării având formele:

$$\begin{aligned} \varphi_{18} &= -\varphi_{11} = \frac{24{,}713 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1; \\ \omega_{18} &= -\omega_{11} = \frac{24{,}713 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \end{aligned} \tag{7.19}$$

- *Elementul* (S_{19}) reprezentat prin cilindrul intermediar condus antrenat prin frecare de cilindrul intermediar conducător, cu următoarele ecuaţii de legătură şi de transmitere a mişcării:

$$\begin{aligned} \varphi_{19} &= -\varphi_{16} = \frac{1570.938 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot z_{21} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1; \\ \omega_{18} &= -\omega_{16} = \frac{1570.938 \cdot z_{18}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{19} \cdot z_{21} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \end{aligned} \tag{7.20}$$

7.1.4. Cinematica subansamblului de comandă a saltului băncii inelelor şi a băncii limitatoarelor de balon

Acest subansamblu este prezentat în figura 7.5, dar şi într-o vedere frontală pe direcţia A către B în figura 7.6.

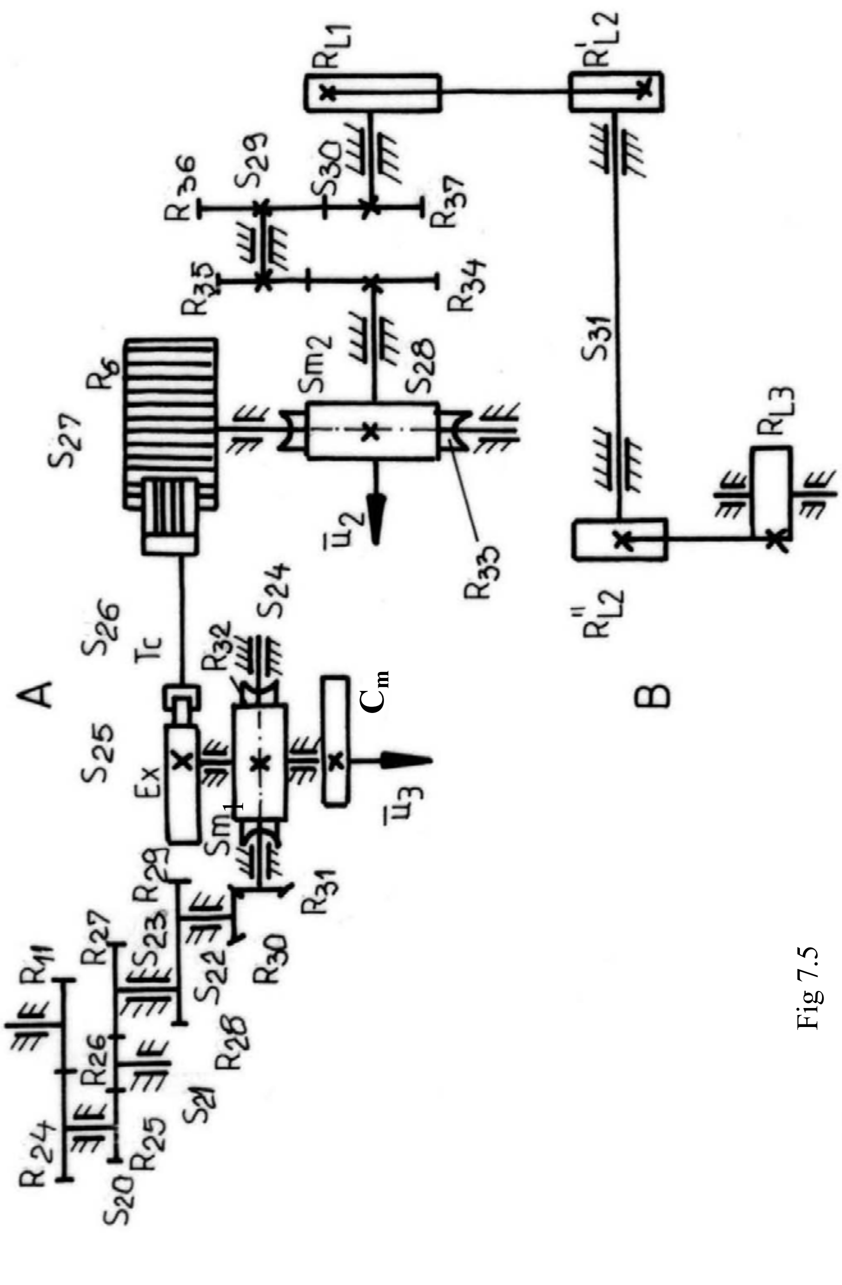

A
B
S25
S26
S27
S28
S29
S30
S31
S20
S21
S22
S23
S24
Ex
Tc
Sm1
Sm2
Cm
ū2
ū3
R24
R25
R26
R27
R28
R29
R30
R31
R32
R33
R34
R35
R36
R37
R11
R6
RL1
R'L2
R''L2
RL3

Fig 7.5

În figura 7.6 se observă mai bine modul de antrenare a roţii stea (R_s) de către excentricul (E_x) prin intermediul tachetului (T_c). Subansamblul este format din următoarele elemente:

- *Elementul* (S_{20}), reprezentat prin blocul rigid format din roţile dinţate coaxiale (R_{24}) şi (R_{25}), cu z_{24} = 50 dinţi şi z_{25} = 30 dinţi, ale cărui ecuaţii de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu roata (R_{11}), au formele:

$$\varphi_{20} = -\frac{z_{11}}{z_{24}} \cdot \varphi_{11} = \frac{229{,}563}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 ;$$

$$\omega_{20} = -\frac{z_{11}}{z_{24}} \omega_{11} = -\frac{229{,}563}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \qquad (7.21)$$

semnele mărimilor φ_{2O} şi ω_{20} fiind raportate şi acum la versorul $\bar{u}_3$ – figura 7.4.

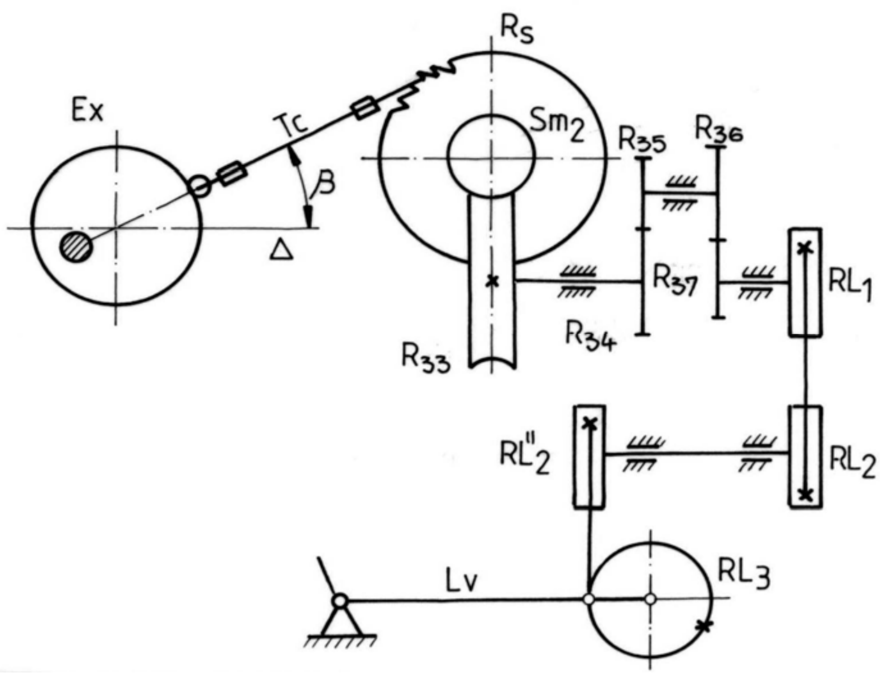


Fig. 7.6

- *Elementul* (S_{21}), reprezentat prin roata dinţată intermediară (R_{26}) cu z_{26} = 34 dinţi, pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu roata (R_{25}) au formele:

$$\varphi_{21} = -\frac{z_{25}}{z_{26}} \cdot \varphi_{20} = \frac{202{,}556}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 ;$$

$$\omega_{21} = \frac{202{,}556}{z_6 \cdot z_9 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \tag{7.22}$$

- *Elementul* (S_{22}), reprezentat prin blocul de roţi dinţate coaxiale (R_{27}) şi (R_{28}) cu z_{27} = 30...53 dinţi şi, respectiv z_{28} = 52, 38, 62 sau 41 dinţi.

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului acestui element cu roata dinţată (R_{26}) sunt:

$$\varphi_{22} = -\frac{z_{26}}{z_{27}} \cdot \varphi_{21} = -\frac{6886{,}915}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 ;$$

$$\omega_{22} = -\frac{6886{,}915}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \tag{7.23}$$

- *Elementul* (S_{23}), reprezentat prin blocul rigid format din roata dinţată cilindrica (R_{29}) şi roata dinţată conică (R_{30}), coaxiale, cu z_{29} = 30, 44, 20 sau 41 dinţi şi z_{30} = 12 dinţi, pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu roata (R_{28}) vor avea formele:

$$\varphi_{23} = -\frac{z_{28}}{z_{29}} \cdot \varphi_{22} = -\frac{6886{,}915 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1$$

$$\omega_{23} = \frac{z_{28}}{z_{29}} \cdot \omega_{23} = -\frac{6886{,}915 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \tag{7.24}$$

- *Elementul* (S_{24}), reprezentat prin blocul rigid format din roata dinţată conică (R_{31}) şi şurubul melc (S_m), coaxiale, cu z_{31} =12 dinţi şi m_1 = 1 început, pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării au formele:

$$\varphi_{24} = -\frac{z_{30}}{z_{31}} \cdot \varphi_{23} = -\frac{6886{,}915 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1$$

$$\omega_{24} = \frac{z_{30}}{z_{31}} \cdot \omega_{23} = -\frac{6886{,}915 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \tag{7.25}$$

semnele mărimilor φ_{24} şi ω_{24} fiind raportate acum la versorul $\bar{u}_1$, ales ca în figura l.4.

- *Elementul* (S_{25}), reprezentat prin blocul rigid format din roata melcată (R_{32}) cu z_{32} = 78 dinţi, din cama (C_m) şi din excentricul (E_x), ultimele fixate pe axul roţii melcate.

Pentru acest element, ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului acestui element cu şurubul melc au formele:

$$\varphi_{25} = \frac{m}{z_{32}} \cdot \varphi_{24} = \frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1;$$

$$\omega_{25} = -\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \omega_1 \qquad (7.26)$$

cu semnele mărimilor φ_{25} şi ω_{25} raportate din nou la versorul $\bar{u}_3$.

- *Elementul* (S_{26}), reprezentat prin tachetul cu clicheţi (T_c), care, acţionează periodic asupra roţii stea (R_s) şi îi provoacă acesteia o rotaţie intermitentă în acelaşi sens.

Pentru a stabili ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului tachetului (T_c) cu excentricul (E_x), se va considera figura 7.7 în care este prezentat acest cuplaj; poziţia trasată cu linie întreruptă a excentricului corespunde situaţiei când unghiul φ_c de rotaţie al excentricului (acelaşi cu unghiul de rotaţie al camei (C_m)) are valorile:

$$\varphi_c = \varphi_\alpha = 2k\pi, \quad (k = 0, 1, 2, 3....)$$

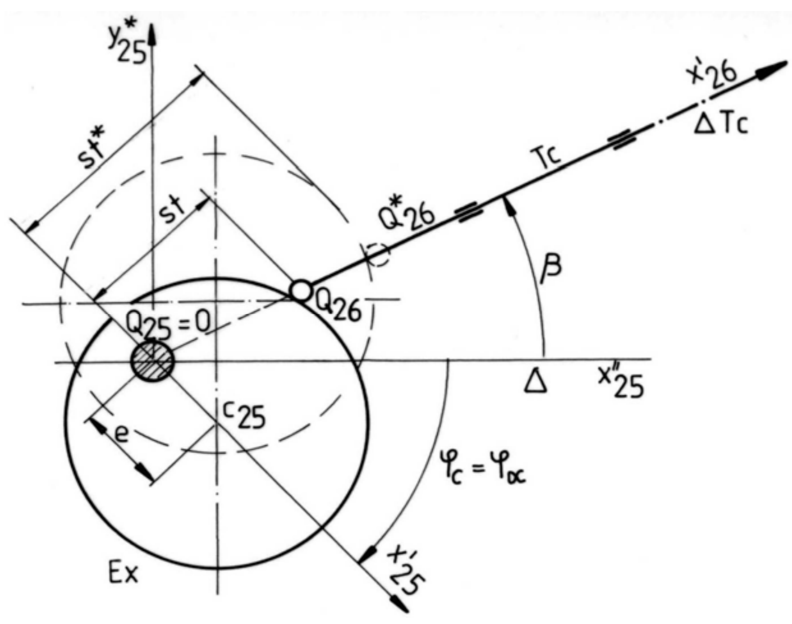


Fig. 7.7

Pentru această valoare a unghiului φ_c, raza vectoare a camei are, în dreptul rolei levierului oscilant, valoarea minimă, iar raza vectoare a excentricului are, în dreptul rolei tachetului (T_c), valoarea maximă.

Tachetul (T_c) execută o translație rectilinie în lungul unei axe (ΔT_c), ce trece prin axul de rotație al excentricului şi formează unghiul β cu orizontala (Δ); poziția centrului rolei tachetului ales ca pol (Q_{26}) al reperului $Q_{26}x'_{26}y'_{26}z'_{26}$ invariabil legat de tachet - ultimul ales cu axa $Q_{26}x'_{26}$ după axa tachetului - va fi determinată prin distanța acestui pol la axa de rotație a excentricului:

$$S_t = \overline{Q_{25}Q_{26}}$$

Alegând un reper $Q'_{25}x_{25}y_{25}z_{25}$, cu axele paralele la axele reperului fix la care se raportează pozițiile tuturor elementelor maşinii - axa $Q'_{25}x_{25}$ - fiind considerată confundată cu axa (Δ) şi axa Qx paralelă cu axa (Δ) - dreapta (ΔT_c) va avea următoarea ecuație față de acest reper:

$$y^* = tg\beta . x^* \tag{7.27}$$

în timp ce cercul de profil al excentricului, corespunzător poziției determinate prin unghiul φ_{c1},va avea ecuația:

$$(x^* - e\cos\varphi_c)^2 + (y^* + e\sin\varphi_c)^2 - R^2 = 0 \tag{7.28}$$

R fiind raza excentricului.

Intersecția dreptei (7.27) cu cercul (7.28) va conduce la ecuația:

$$x^{*2}(i + tg^2\beta) - 2\cdot e\cdot(\cos\varphi_c - tg\beta\cdot\sin\varphi_c)\cdot x^* - (R^2 - e^2) = 0 \tag{7.29}$$

cu rădăcinile:

$$x^*_{1,2} = \frac{e\cdot(\cos\varphi_c - tg\beta\cdot\sin\varphi_c)}{1+tg^2\beta} \pm \frac{\sqrt{e^2\cdot(\cos\varphi_c - tg\beta\cdot\sin\varphi_c)^2 + (1-tg^2\beta)\cdot(R^2-e^2)}}{1+tg^2\beta} \tag{7.30}$$

Punctului de contact al cercului cu axa tachetului îi va corespunde, în condițiile prezentate, prima rădăcină.

Rezultă deci următoarele coordonate, în reperul $Q_{25}x_{25}y_{25}z_{25}$, ale punctului Q_{26} de contact al excentricului cu tachetul cu clicheți:

$$\begin{cases} x^*_{Q_{26}} = \dfrac{e\cdot(\cos\varphi_c - tg\beta\cdot\sin\varphi_c)}{1+tg^2\beta} \pm \\ \pm\dfrac{\sqrt{e^2\cdot(\cos\varphi_c - tg\beta\cdot\sin\varphi_c)^2+(R^2-e^2)\cdot(1+tg^2\beta)}}{1+tg^2\beta} \\ y^*_{Q_{26}} = \dfrac{e\cdot tg\beta}{1+tg^2\beta}[\cos\varphi_c - tg\beta\cdot\sin\varphi_c]+ \\ +\dfrac{tg\beta}{1+tg^2\beta}\cdot\sqrt{e^2(\cos\varphi_c - tg\beta\cdot\sin\varphi_c)^2+(R^2-e^2)\cdot(1+tg^2\beta)} \end{cases} \tag{7.31}$$

Pentru valorile concrete R = 57,5 (mm); e = 35 (mm); $\beta = \dfrac{\pi}{6} = 0{,}05236(rad)$, expresiile precedente vor lua formele:

$$\left\{\begin{array}{l} x^*_{Q_{26}} = 26{,}2526\cdot(\cos\varphi_c - 0{,}5773\cdot\sin\varphi_c)+ \\ +0{,}7500\cdot\sqrt{1225\cdot[\cos\varphi_c - 0{,}5773\cdot\sin\varphi_c]^2+2774{,}7225} \\ y^*_{Q_{26}} = 15{,}1556\cdot(\cos\varphi_c - 0{,}5773\cdot\sin\varphi_c)+ \\ +0{,}4330\cdot\sqrt{1225\cdot[\cos\varphi_c - 0{,}5773\cdot\sin\varphi_c]^2+2774{,}7225} \end{array}\right\} \tag{7.32}$$

Înlocuind unghiul de rotație φ_c cu expresia sa în funcție de unghiul de rotație al rotorului motorului φ_1 şi introducând şi notația:

$$\begin{aligned} \cos\varphi_c - 0{,}5773\cdot\sin\varphi_c &= \cos\left[\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1 - \varphi^0{}_c\right]- \\ &-0{,}5773\cdot\sin\left[\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1 - \varphi^0{}_c\right] = F(\varphi_1) \end{aligned} \tag{7.33}$$

se vor mai putea retranscrie expresiile (7.32) ale coordonatelor polului Q_{26} sub formele:

$$\begin{aligned} x^*_{Q_{26}} &= 26{,}2526\cdot F(\varphi_1)+0{,}7500\cdot\sqrt{2774{,}7225+1225\cdot F^2(\varphi_1)} \\ y^*_{Q_{26}} &= 15{,}1556\cdot F(\varphi_1)+0{,}4330\cdot\sqrt{2774{,}7225+1225\cdot F^2(\varphi_1)} \end{aligned} \tag{7.34}$$

rezultând astfel următoarea expresie pentru parametrul de poziție (S_t) al tachetului:

$$S_t = \sqrt{x_{Q_{26}}^{*2} + y_{Q_{26}}^{*2}} = \\ = \sqrt{1837,6277 \cdot F^2(\varphi_1) + 52,5035 \cdot \sqrt{2774,7225 + 1225 \cdot F^2(\varphi_1)}} \tag{7.35}$$

precum şi următoarea expresie pentru parametrul cinematic $v_{Q_{26}}$ al tachetului:

$$V_{Q_{26}} = S_t = \frac{\left[1837,6277 + \frac{32158,4550}{\sqrt{2774,7225 + 1225 \cdot F^2(\varphi_1)}}\right]}{\sqrt{1837,6277 \cdot F^2(\varphi_1) + 52,5036 \cdot \sqrt{2774,7225 + 1225 \cdot F^2(\varphi_1)}}} \cdot \omega_1 \tag{7.36}$$

Introducând notaţia:

$$G(\varphi_1) = \frac{\left[1837,6277 + \frac{32158,4550}{\sqrt{2774,7225 + 1225 \cdot F^2(\varphi_1)}}\right]}{\sqrt{1837,6277 \cdot F^2(\varphi_1) + 52,5036 \cdot \sqrt{2774,7225 + 1225 \cdot F^2(\varphi_1)}}} \tag{7.37}$$

expresia precedentă a vitezei tachetului va mai putea fi scrisă sub forma:

$$V_{Q_{26}} = G(\varphi_1) \cdot \omega_1 \tag{7.38}$$

- *Elementul* (S_{27}), reprezentat prin blocul rigid format din roata stea (R_s), cu z_s = 225 dinţi şi din şurubul melc (S_{m2}) cu m_2 = l început, ambele coaxiale.

În cazul acestui element este mai uşor să se stabilească direct dependenţa unghiului de rotaţie φ_s al roţii stea în funcţie de unghiul de rotaţie φ_c al excentricului, considerând ca poziţie de plecare poziţia în care raza vectoare a excentricului este maximă şi poziţia roţii stea corespunde începutului levatei; în această situaţie graficul dependenţei $\varphi_s = \varphi_s(\varphi_c)$, construit prin determinări experimentale, are forma din figura 7.8, prezentându-se ca un grafic în scară, cu valori alternând periodic, cu perioada 2π, de o parte şi de alta a unei axe (Δ) ce trece prin origine şi formează cu axa absciselor un unghi α_s reglabil în funcţie de fineţea firului, dar constant în timpul unei levate.

Se observă din figura 7.8 că funcţia în scară $\varphi_s = \varphi_s(\varphi_c)$ poate fi considerată ca rezultând din suprapunerea peste funcţia liniară:

$$\varphi_{S_1} = g \cdot tg\alpha_S \cdot \varphi_S \tag{7.39}$$

a unei funţii periodice în triunghi, de forma:

$$\varphi_{s2} = \varphi_{s2}(\varphi_c) = \varphi_{s_2}(\varphi_c + 2\pi) \tag{7.40}$$

adică se poate scrie:

$$\varphi_s = \varphi_{s1} + \varphi_{s2} = tg\alpha_s \cdot \varphi_c + \varphi_{s2}(\varphi_c) \qquad (7.41)$$

În intervalul unei perioade, funcția periodică este definită prin următoarea ecuație:

$$\varphi_{S_2}(\varphi_c) \begin{cases} = 4tg\alpha_S \cdot \varphi_c & \text{pentru}\ \varphi_c \in [0;0,02\pi] \\ = -tg\alpha_S \cdot (\varphi_c - \pi) & \text{pentru}\ \varphi_c \in [0,2\pi;1,8\pi] \\ = 4tg\alpha_S \cdot (\varphi_c - 2\pi) & \text{pentru}\ \varphi_c \in [1,8\pi;2\pi] \end{cases} \qquad (7.42)$$

Calculând coeficienții seriei Fourier corespunzători, vor rezulta următoarele expresii ale acestora:

$$a_0 = \frac{1}{\pi}\left[4tg\alpha_S \int_0^{0,2\pi} \varphi_c d\varphi_c - tg\alpha_S \int_{0,2\pi}^{1,8\pi} (\varphi_c - \pi) d\varphi_c + 4tg\alpha_S \int_{1,8\pi}^{2\pi} (\varphi_c - 2\pi) d\varphi_c\right] = 0 \qquad (7.43)$$

şi:

$$a_\lambda = \frac{1}{\pi}\left[4tg\alpha_S \int_0^{0,2\pi} \varphi_c \cos(\lambda\varphi_c) d\varphi_c - tg\alpha_S \int_{0,2\pi}^{1,8\pi} (\varphi_c - \pi)\cos(\lambda\varphi_c) d\varphi_c + 4tg\alpha_S \int_{1,8\pi}^{2\pi} (\varphi_c - 2\pi)\cos(\lambda\varphi_c) d\varphi_c\right] =$$

$$= \frac{5tg\alpha_S}{\pi}\frac{1}{\lambda^2}[\cos(0,2\pi\lambda) - \cos(1,8\pi\lambda)] = 0$$

$$b_\lambda = \frac{1}{\pi}\left[4tg\alpha_S \int_0^{0,2\pi} \varphi_c \sin(\lambda\varphi_c) d\varphi_c - tg\alpha_S \int_{0,2\pi}^{1,8\pi} (\varphi_c - \pi)\sin(\lambda\varphi_c) d\varphi_c + tg\alpha_S \int_{1,8\pi}^{2\pi} (\varphi_c - 2\pi)\sin(\lambda\varphi_c) d\varphi_c\right] =$$

$$= \frac{5tg\alpha_S}{\pi}\frac{1}{\lambda^2}[\sin(0,2\pi\lambda) - \sin(1,8\pi\lambda)] = \frac{10tg\alpha_S}{\pi}\frac{1}{\lambda^2}\sin(0,2\pi\lambda)$$

cu (λ = 1,2,3…) (7.44)

Pentru valoarea concretă:

$\alpha_S = 55^0 = 0,96$ rad

rezultă următoarele expresii pentru coeficienții seriei Fourier considerate:

$a_0 = 0$;

$a_\lambda = 0$;

$$b_\lambda = 4,5466 \cdot \frac{\sin(0,2\pi\lambda)}{\lambda^2} \quad (\lambda = 1,2,3\ldots) \qquad (7.45)$$

cu următoarele valori concrete pentru primii cinci dintre coeficienții b_λ:

$b_1 = 2,678$; $b_2 = 0,081$; $b_3 = 0,478$; $b_4 = 0,170$; $b_5 = 0$ (7.46)

Deci, în concluzie, funcția periodică $\varphi_{s2}(\varphi_c)$ exprimată riguros prin seria trigonometrică:

$$\varphi_{s2}(\varphi_c) = \frac{10 \cdot tg\alpha_s}{\pi} \cdot \sum_{\lambda=1}^{\infty}\left[\frac{1}{\lambda^2} \cdot \sin(0,2\pi\lambda)\right] \cdot \sin(\lambda \cdot \varphi_c) \qquad (7.47)$$

poate fi aproximată cu polinomul trigonometric:

$$\varphi_{s2}(\varphi_c) \approx \frac{10 \cdot \mathrm{tg}\alpha_s}{\pi} \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2} \cdot \sin(\lambda \cdot \varphi_c) \tag{7.48}$$

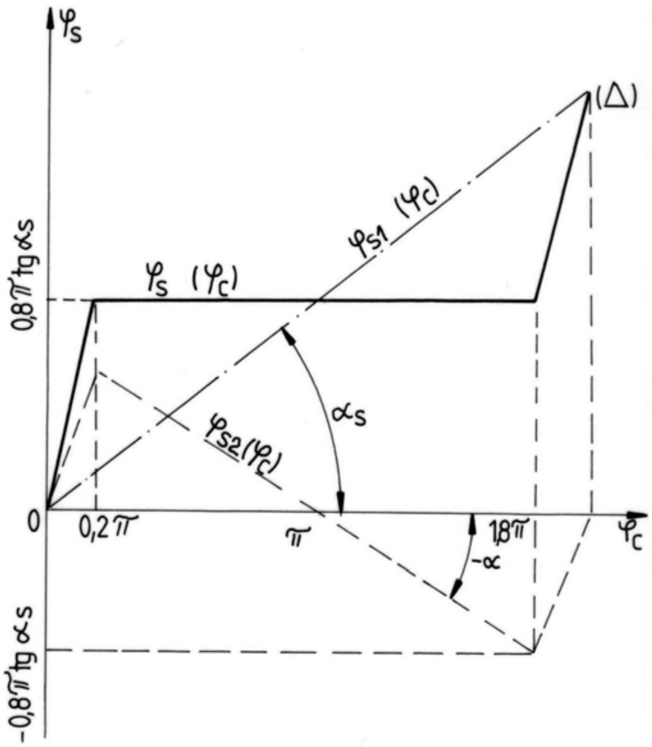


Fig. 7.8

Introducând expresia (7.48) în relaţia (l.41), se obţine următoarea relaţie de dependenţă a unghiului de rotaţie al roţii stea în funcţie de unghiul de rotaţie al excentricului:

$$\varphi_S = \mathrm{tg}\alpha_S \cdot \varphi_c + \frac{10 \cdot \mathrm{tg}\alpha_s}{\pi} \cdot \sum_{x=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2} \cdot \sin(\lambda \cdot \varphi_c) \tag{7.49}$$

Admiţând că în momentul în care începe levata, unghiul format de axa $Q_{27}x'_{27}$ legată invariabil de elementul (S_{27}), cu axa de referinţă orizontală (Δ) pentru măsurarea unghiurilor de rotaţie considerate este φ_s^0, rezultă că unghiul de rotaţie φ_{27} al elementului (S_{27}) va avea expresia:

$$\varphi_{27} = \varphi_S^0 + \varphi_S = \varphi_S^0 + \operatorname{tg}\alpha_S \cdot \varphi_c + \frac{10 \cdot \operatorname{tg}\alpha_S}{\pi} \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2} \cdot \sin(\lambda \cdot \varphi_c) \qquad (7.50)$$

Dacă se mai ţine seama şi de expresia (7.33) a unghiului de rotaţie φ_c al excentricului, se obţine şi următoarea ecuaţie de legătură pentru elementul (S_{27}):

$$\varphi_{27} = (\varphi_S^0 - \operatorname{tg}\alpha_S \cdot \varphi_c^0) + \frac{88{,}293 \cdot z_{28} \cdot \operatorname{tg}\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 + \\ + \frac{10 \cdot \operatorname{tg}\alpha_S}{\pi} \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_c^0\right)\right] \qquad (7.51)$$

cu ecuaţia de transmisie a mişcării corespunzătoare de forma:

$$\omega_{27} = \dot{\varphi}_{27} = \frac{88{,}293 \cdot z_{28} \cdot \operatorname{tg}\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \left[1 + \frac{10}{\pi} \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2}\right] \cdot \\ \cdot \cos\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}293 \cdot z_{28} \cdot \operatorname{tg}\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_c^0\right)\right] \cdot \omega_1 = \frac{88{,}293 \cdot z_{28} \cdot \operatorname{tg}\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot H(\varphi_1) \cdot \omega_1 \qquad (7.52)$$

În ultima relaţie, funcţia $H(\varphi_1)$ are semnificaţia:

$$H(\varphi_1) = 1 + \frac{10}{\pi} \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2} \cdot \cos\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_c^0\right)\right] \qquad (7.53)$$

- *Elementul* (S_{28}) reprezentat prin blocul rigid format din roata melcată (R_{33}) şi roata dinţată (R_{34}) – figura 7.5, cu $z_{33} = 40$ dinţi şi $z_{34} = 50$ dinţi, ambele roţi fiind coaxiale.

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului acestui element cu elementul (S_{27}) au formele:

$$\varphi_{28} = \frac{m_2}{z_{33}} \cdot \varphi_{27} = \frac{1}{40} \cdot \varphi_{27} = \frac{\varphi_S^* - \operatorname{tg}\alpha_S \cdot \varphi_c^0}{40} + \frac{2{,}207 \cdot z_{28} \cdot \operatorname{tg}\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 + \\ + \frac{\operatorname{tg}\alpha_S}{4\pi} \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_c^0\right)\right] \qquad (7.54)$$

respectiv:

$$\omega_{28} = \frac{m_2}{z_{33}} \cdot \omega_{27} = \frac{1}{40} \cdot \omega_{27} = \frac{2{,}207 \cdot z_{28} \cdot \operatorname{tg}\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot H(\varphi_1) \cdot \omega_1 \qquad (7.55)$$

- *Elementul* (S_{29}), reprezentat prin blocul rigid format din roţile dinţate coaxiale (R_{35}) şi (R_{36}) cu $z_{35} = 20$ dinţi şi, respectiv $z_{36} = 22$ dinţi, pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu elementul (S_{28}) sunt:

$$\varphi_{29} = -\frac{z_{34}}{z_{35}} \cdot \varphi_{28} = -\frac{\varphi_S^0 - tg\alpha_s \cdot \varphi_c^0}{16} - \frac{5{,}517 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 -$$
$$- 0{,}199 \cdot tg\alpha_S \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_c^0\right)\right] \quad (7.56)$$

respectiv:

$$\omega_{29} = -\frac{z_{34}}{z_{35}} \cdot \omega_{28} = -\frac{5{,}517 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot H(\varphi_1) \cdot \omega_1 \quad (7.57)$$

- *Elementul* (S_{30}), reprezentat prin blocul rigid format din roata dinţată (R_{37}) şi din roata de lanţ (R_{L1}), coaxiale, cu z_{37} = 48 dinţi şi D_{L1} = 114,3 mm, respectiv D'_{L1} = 114.3 + 11 = 125,3 mm, unde:

$$D'_{L1} = D_{L1} + 2\frac{d}{2}$$

este diametrul real de înfăşurare a lanţului (d = 11 mm grosimea lanţului) - figura 7.9.

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului elementelor (S_{30}) cu (S_{29}) au formele:

$$\varphi_{30} = -\frac{z_{36}}{z_{37}} \cdot \varphi_{29} = 0{,}029 \cdot (\varphi_S^0 - tg\alpha_s \cdot \varphi_c^0) + \frac{2{,}529 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 +$$
$$+ 0{,}091 \cdot tg\alpha_S \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_c^0\right)\right] \quad (7.58)$$

respectiv:

$$\omega_{30} = -\frac{z_{36}}{z_{37}} \cdot \omega_{29} = -\frac{2{,}529 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot H(\varphi_1) \cdot \omega_1 \quad (7.59)$$

- *Elementul* (S_{31}), reprezentat prin blocul rigid format din roţile de lanţ coaxiale (R'_{L2}) şi (R''_{L2}) – figura 7.6, cu diametrul $D'_{L2} = D''_{L2}$ = 114,3 mm, respectiv $D'_{L2} = D''_{L2}$ = 114,3 + 11 =125,3 mm pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmisie ale mişcării vor avea formele:

$$\varphi_{31} = \varphi_{30} = 0{,}029 \cdot (\varphi_S^0 - tg\alpha_s \cdot \varphi_c^0) + \frac{2{,}529 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 +$$
$$+ 0{,}091 \cdot tg\alpha_S \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda^2} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_c^0\right)\right] \quad (7.60)$$

$$\omega_{31} = \omega_{30} = -\frac{2{,}529 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot H(\varphi_1) \cdot \omega_1 \qquad (7.61)$$

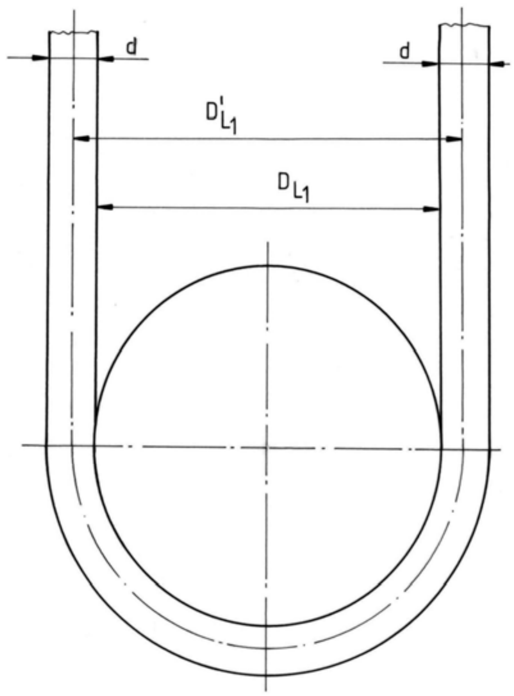


Fig. 7.9

7.1.5. Cinematica ansamblului de antrenare a băncii inelelor şi a băncii inelelor limitatoare de balon

Acest ultim subansamblu – figura 7.10, este format din următoarele elemente:

- *Elementul* (S_{32}), reprezentat prin levierul oscilant (L_v), acționat de cama (C_m) prin intermediul unei role mici.

Cama (C_m) "Şaramet" [165], şi are profilul reprezentat la scară în figura 7.11; dependența unghiului de oscilație φ_L al levierului de unghiul de rotație φ_c al camei, considerat de la poziția pentru care banca inelelor are cota minimă, este prezentată în tabelul 7.2, precum şi în graficele din figura 7.12.

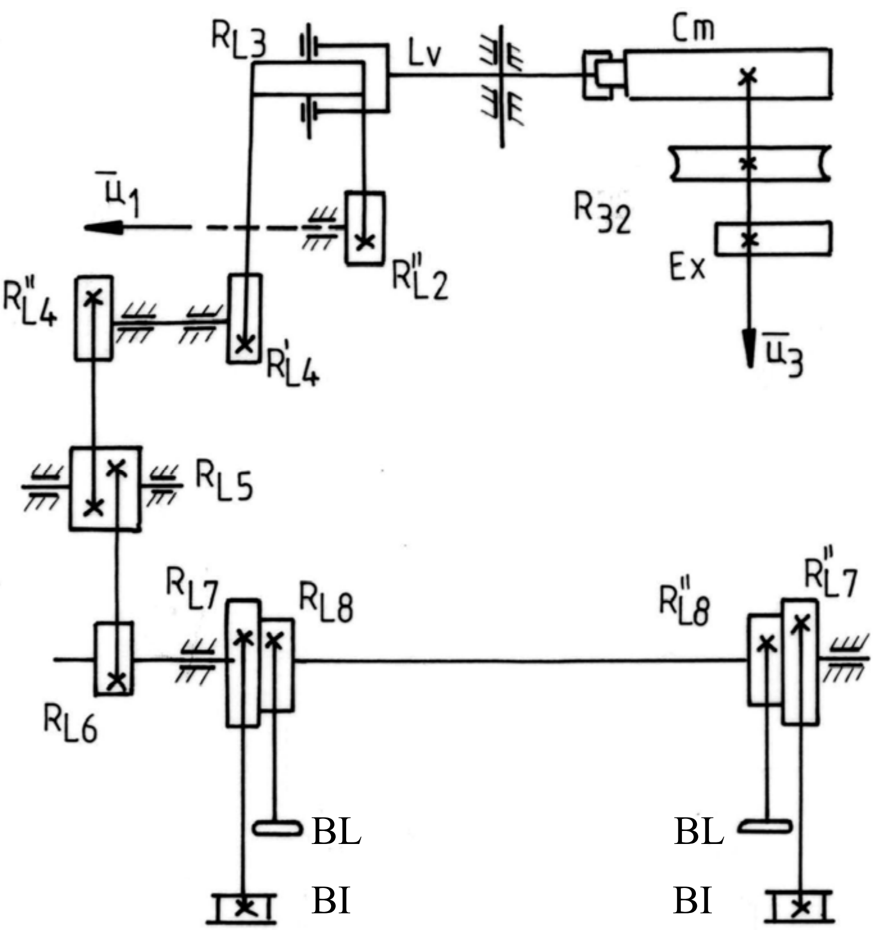


Fig. 7.10

Graficele din figura 7.12 conduc la concluzia că levierul oscilează după o lege periodică în triunghi – figura 7.13, cu următoarele ecuaţii în decursul unei perioade:

$$\varphi_L \begin{cases} = 0{,}0268\varphi_C + 1{,}1985 - \text{pentru}\,\varphi_C \in [0;4{,}1888] \\ = -0{,}0535\varphi_C + 1{,}5348 - \text{pentru}\,\varphi_C \in [4{,}1888;6{,}2832] \end{cases} \qquad (7.62)$$

Tabelul 7.2

Poz.	φ_c	$\Delta\varphi_L$	$\varphi_L=\varphi_{L0}+\Delta\varphi_L$	φ_L (rel.7.66)
0.	0,0000	0,0000	1,1985	1,2052
7.	0,1148	0,0029	1,2014	1,2061
2.	0,2380	0,0058	1,2043	1,2026
3.	0,3602	0,0093	1,2078	1,1990
4.	0,4906	0,0130	1,2115	1,2058
5.	0,6264	0,0165	1,2150	1,2117
6.	0,7670	0,0203	1,2188	1,2159
7.	0,9138	0,0244	1,2229	1,2201
8.	1,0643	0,0282	1,2267	1,2244
9.	1,2206	0,0325	1,2310	1,2295
10.	1,3823	0,0369	1,2354	1,2356
17.	1,5489	0,0416	1,2401	1,2409
12.	1,7208	0,0465	1,2450	1,2470
13.	1,8980	0,0509	1,2494	1,2540
14.	2,0804	0,0559	1,2543	1,2602
15.	2,2678	0,0610	1,2595	1,2673
16.	2,4605	0,0663	1,2648	1,2738
17.	2,6584	0,0712	1,2697	1,2779
18.	2,8614	0,0765	1,2750	1,2820
19.	3,0689	0,0820	1,2805	1,2869
20.	3,2831	0,0881	1,2866	1,2905
27.	3,5018	0,0939	1,2924	1,2960
22.	3,7255	0,1000	1,2985	1,3012
23.	3,9545	0,1056	1,3041	1,3081
24.	4,1888	0,1117	1,3107	1,3051
25.	4,4205	0,1000	1,2985	1,2905
26.	4,6417	0,0881	1,2866	1,2820
27.	4,8525	0,0765	1,2750	1,2738
28.	5,0529	0,0663	1,2648	1,2602
29.	5,2429	0,0558	1,2543	1,2509
30.	5,4227	0,0465	1,2450	1,2435
37.	5,5920	0,0369	1,2354	1,2361
32.	5,7510	0,0282	1,2267	1,2287
33.	5,8995	0,0203	1,2188	1,2202
34.	6,0378	0,0130	1,2115	1,2164
35.	6,1657	0,0058	1,2043	1,2096
36.	6,2832	0,0000	1,1985	1,2052

Obs. - valorile tuturor unghiurilor din tabel sunt exprimate în radiani.

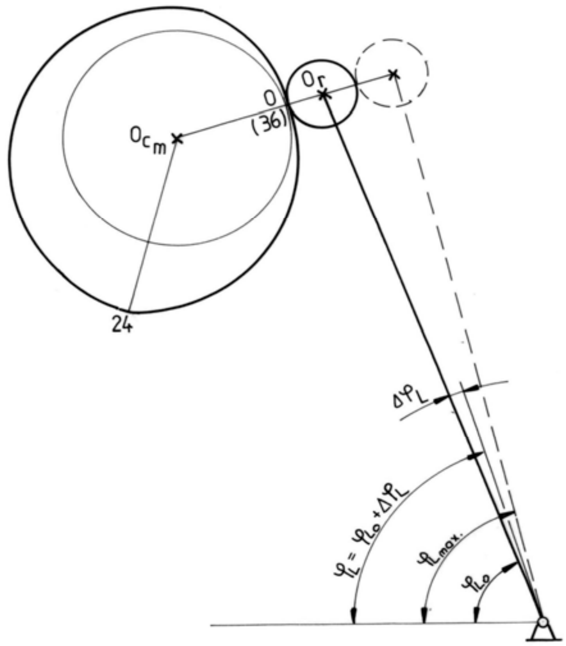


Fig. 7.11

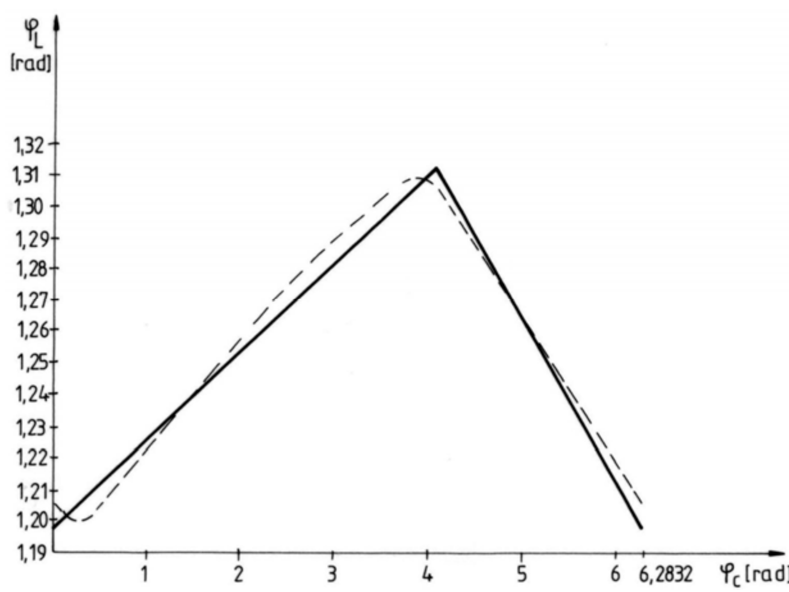


Fig. 7.12

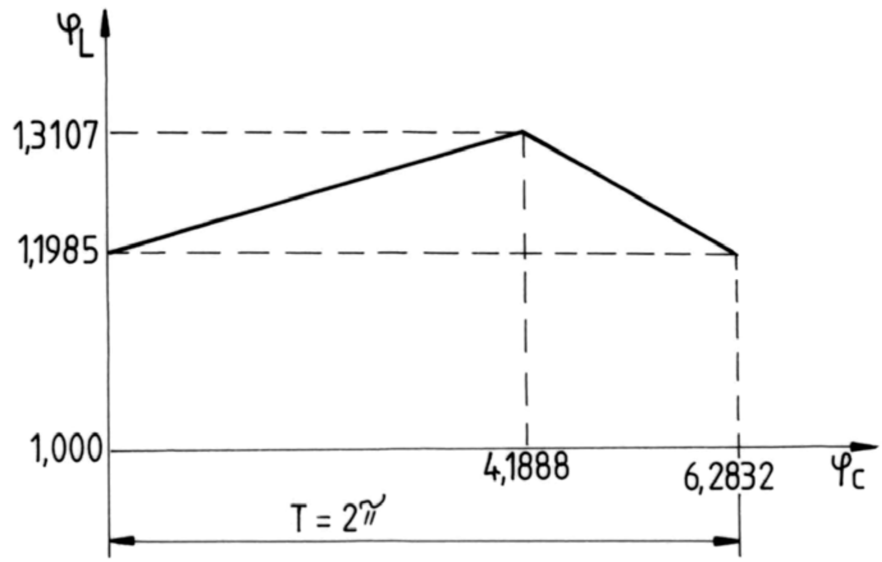


Fig. 7.13

Funcţia periodică $\varphi_L = \varphi_{L(\varphi c)}$, dezvoltată în serie Fourier, are forma:

$$\varphi_L = \frac{1}{2}a_0 + \sum_{\lambda=1}^{\infty}\left[a_\lambda \cdot \cos(\lambda \cdot \varphi_c) + b_\lambda(\lambda \cdot \varphi_c)\right] \tag{7.63}$$

cu coeficienţii seriei determinaţi prin relaţiile:

$$a_0 = \frac{1}{\pi}\left[\int_0^{4,1888}[0,0268\varphi_c + 1,1985]d\varphi_c + \int_{4,1888}^{6,2832}[-0,0535\varphi_c + 1,5348]d\varphi_c\right] = 2,5092 \tag{7.64}$$

şi:

$$a_\lambda = \frac{1}{\pi}\left[\int_0^{4,1888}[0,0268\varphi_c + 1,1985]\cos(\lambda \cdot \varphi_C)d\varphi_c + \right.$$
$$\left. + \int_{4,1888}^{6,2832}[-0,0535\varphi_c + 1,5348]\cos(\lambda \cdot \varphi_C)d\varphi_c\right] = -\frac{0,0255}{\lambda^2}[1 - \cos(4,1888\lambda)]$$

$$b_\lambda = \frac{1}{\pi}\left[\int_0^{4,1888}\left[0,0268\varphi_c + 1,1985\right]\sin(\lambda\cdot\varphi_C)d\varphi_c + \right.$$

$$\left. + \int_{4,1888}^{6,2832}\left[-0,0535\varphi_c + 1,5348\right]\sin(\cdot\varphi_C)d\varphi_c\right] = \frac{0,0255}{\lambda^2}\left[1-\sin(4,1888\lambda)\right]$$

$$(\lambda = 1,2,3\ldots) \qquad (1,65)$$

Calculând coeficienţii seriei pentru primele cinci valori ale indicelui λ, rezultă următoarele valori ale acestora:

$a_1 = -0,0382$; $b_1 = -0,0220$
$a_2 = 0,0095$; $b_2 = -0,0055$
$a_3 = 0$; $b_3 = 0$
$a_4 = -0,0024$; $b_4 = -0,0014$
$a_5 = -0,0015$; $b_5 = -0,0008$

care permit să se aproximeze seria (7.63) cu următoarea expresie simplificată:

$$\varphi_L = 1,2546 - 0,0382\cdot\cos\varphi_c - 0,0220\cdot\sin\varphi_c + $$
$$+ 0,0095\cos2\varphi - 0,0055\cdot\sin2\varphi_c \qquad (7.66)$$

Graficul trasat prin linie întreruptă în figura l.12 dovedeşte că aproximarea făcută poate fi acceptată fără rezerve pentru calculul dinamic ce va fi efectuat ulterior.

În cazul când se va dori o precizie mai mare în aprecierea valorii unghiului φ_L vor fi luaţi în considerare un număr mai mare de termeni în polinomul trigonometric care aproximează seria; se apreciază însă că pentru stabilirea ecuaţiei diferenţiale a maşinii, numărul de termeni considerat este satisfăcător.

Revenind la cuplajul dintre camă şi levierul oscilant (L_V), se va considera, pentru stabilirea ecuaţiei de transmitere a mişcării, prezentarea frontală - de la A la B – figura 7.14, a schemei cinematice a subansamblului considerat prezentată în figura l.10.

Admiţând că în momentul în care unghiul φ_L are valoarea minimă $\varphi_{L\min}$ = 1,1985 rad, axa $Q_{25}x'_{25}$ a reazemului $Q_{25}x'_{25}y'_{25}z'_{25}$ legată invariabil de elementul (S_{25}) formează cu axa (Δ) de referinţă pentru măsurarea unghiurilor de rotaţie, cu valorile scalare raportate la versorul $\overline{u}_1$, un unghi $\varphi_{25} = \varphi_c^0$, unghiul de rotaţie al camei, calculat din poziţia corespunzătoare lui $\varphi_{L\min}$, va avea valoarea:

$$\varphi_C = \varphi_{25} - \varphi_C^0 = \frac{88.293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_C^0 \qquad (7.67)$$

iar unghiul de oscilaţie a levierului (L_V) calculat cu ajutorul relaţiei (7.66) va avea expresia:

$$\begin{aligned}\varphi_1 = {} & 1{,}2546 - 0{,}0382 \cdot \cos\left[\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_C^0\right] - \\ & - 0{,}0220 \cdot \sin\left[\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_C^0\right] + \\ & + 0{,}0095 \cdot \cos\left[\frac{176{,}586 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - 2\varphi_C^0\right] - \\ & - 0{,}0055 \cdot \sin\left[\frac{176{,}586 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - 2\varphi_C^0\right]\end{aligned} \qquad (7.68)$$

Pe de altă parte, dacă se notează cu $\gamma = \frac{7}{12}\pi$ unghiul dintre cele două braţe ale levierului oscilant - figura l.14, unghiul φ_{26} de rotaţie al levierului, format cu aceiaşi axă de referinţă (Δ) cu axa $Q_{32}x'_{32}$ a reperului $Q_{32}x'_{32}y'_{32}z'_{32}$, invariabil ataşat braţului levierului pe care este montată roata de lanţ (R_{L3}) va fi dat de relaţia:

$$\varphi_{32} = \pi - (\gamma + \varphi_L) = 1{,}3090 - \varphi_C$$

rezultând de aici, prin înlocuirea lui φ_L cu expresia (7.68), următoarea ecuaţie de legătură corespunzătoare cuplajului dintre cama (C_m) şi levierul oscilant (L_V):

$$\begin{aligned}\varphi_{32} = {} & 0{,}0544 + 0{,}0382 \cdot \cos\left[\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_C^0\right] + \\ & + 0{,}0220 \cdot \sin\left[\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi_C^0\right] - \\ & - 0{,}0095 \cdot \cos\left[\frac{176{,}586 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - 2\varphi_C^0\right] + \\ & + 0{,}0055 \cdot \sin\left[\frac{176{,}586 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - 2\varphi_C^0\right]\end{aligned} \qquad (7.69)$$

Prin derivarea în raport cu timpul a relației precedente, se obține și următoarea ecuație de legătură corespunzătoare cuplajului dintre cama (C_m) și levierul oscilant (L_V):

$$\begin{aligned}\omega_{32} = &-\frac{88{,}293\cdot z_{28}\cdot\omega_1}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot 0{,}0382\cdot\sin\left[\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-\varphi_C^0\right]-\\ &-\frac{88{,}293\cdot z_{28}\cdot\omega_1}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot 0{,}0220\cdot\cos\left[\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-\varphi_C^0\right]-\\ &-\frac{88{,}293\cdot z_{28}\cdot\omega_1}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot 0{,}0190\cdot\sin\left[\frac{176{,}586\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-2\varphi_C^0\right]-\\ &-\frac{88{,}293\cdot z_{28}\cdot\omega_1}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot 0{,}0110\cdot\cos\left[\frac{176{,}586\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-2\varphi_C^0\right]\end{aligned}\tag{7.70}$$

care, prin introducerea notației:

$$\begin{aligned}\Phi(\varphi_1) = &\ 0{,}0382\cdot\sin\left[\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-\varphi_C^0\right]-\\ &-0{,}0220\cdot\cos\left[\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-\varphi_C^0\right]+\\ &+0{,}0190\cdot\sin\left[\frac{176{,}586\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{18}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-2\varphi_C^0\right]-\\ &-0{,}0110\cdot\cos\left[\frac{176{,}586\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-2\varphi_C^0\right]\end{aligned}\tag{7.71}$$

rezultă forma concentrată:

$$\omega_{32} = -\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\Phi(\varphi_1)\cdot\omega_1\tag{7.72}$$

În relațiile (7.69) și (7.71) semnul mărimilor φ_{32} și ω_{32} a fost raportat la versorul $\bar{u}_7$.

- *Elementul* (S_{33}), reprezentat prin roata de lanț (R_{L3}), în rotație relativă liberă față de furca levierului oscilant în care este fixată axa ei de rotație.

Această roată are diametrul D_{L3} = 80 mm, deci diametrul D^*_{L3} = 80 + 11 = 91 mm și este înfășurată de un lanț ale cărui extremități sunt fixate una de roata de lanț (R''_{L2}) și cealaltă de roata de lanț (R'_{L4}) - figurile l.10 și l.14.

Dată fiind valoarea mică a unghiului de rotație φ_{32} al levierului oscilant:

$$\pi-(\gamma+\varphi_{L\min})\le\varphi_{32}\le\pi-(\gamma+\varphi_{L\max})\tag{7.73}$$

cu:

$$\varphi_{L\,max} - \varphi_{L\,min} = 0{,}1122 \text{ rad.} \quad (7.74)$$

se admite că roata de lanţ (R_{L3}) exercită o mişcare plan paralelă rezultând dintr-o translaţie rectilinie pe verticală şi dintr-o rotaţie în jurul axei sale, consecinţă a variaţiei lungimii lanţului de legătură cu roţile (R''_{L2}) şi (R'_{L4}) – figura 7.13, variaţie produsă atât de rotaţia oscilatorie a levierului, cât şi de rotaţia roţii (R''_{L2}), comandată de roata stea.

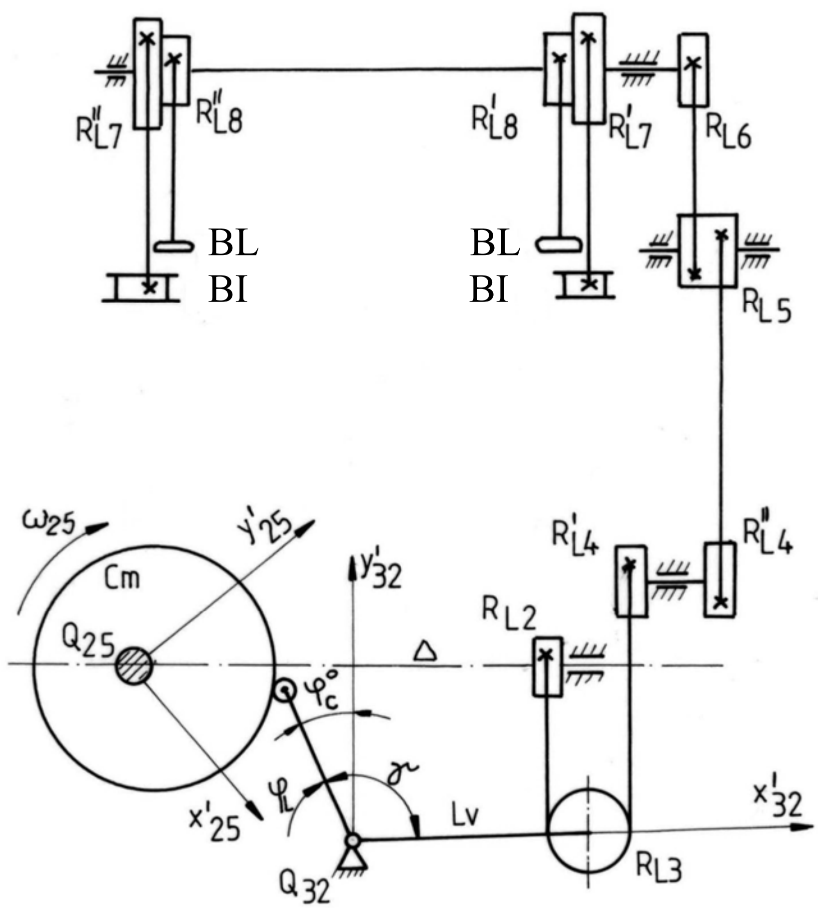


Fig. 7.14

Notând cu L distanţa reglabilă de la centrul roţii de lanţ (R_{L3}) la axul de rotaţie al levierului oscilant, distanţă variind, în funcţie de fineţea firului, între limitele L = 187…311 mm, dar constantă în timpul unei

levate, şi cu $y_{G_{33}}$ ordonata centrului de masă G_{33} al roţii de lanţ (R_{L3}), stabilită de la orizontala ce trece prin axul de rotaţie al levierului, ecuaţiile de legătură şi de transmisie ale mişcării corespunzătoare translaţiei roţii de lanţ (R_{L3}) - figura 7.15, sunt:

$$y^*_{G_{32}} = L \cdot \varphi_{32} = L \cdot \Phi(\varphi_1) \tag{7.75}$$

respectiv:

$$V_{G_{35}} = \dot{y}^*_{G_{32}} = L \cdot \omega_{32} = -\frac{88{,}293 \cdot z_{28} \cdot L}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \Phi(\varphi_1) \cdot \omega_1 \tag{7.76}$$

Pentru a stabili ecuaţia de legătură şi de transmisie ale mişcării corespunzătoare rotaţiei roţii de lanţ (R_{L3}), se precizează mai întâi că această rotaţie este provocată, pe de o parte, de modificarea lungimii lanţului de legătură cu roţile de lanţ (R'_{L2}) şi (R'_{L1}), în urma oscilaţiei levierului şi, pe de altă parte, de rotaţia intermitentă a roţii de lanţ (R_{L1}) comandată de roata stea.

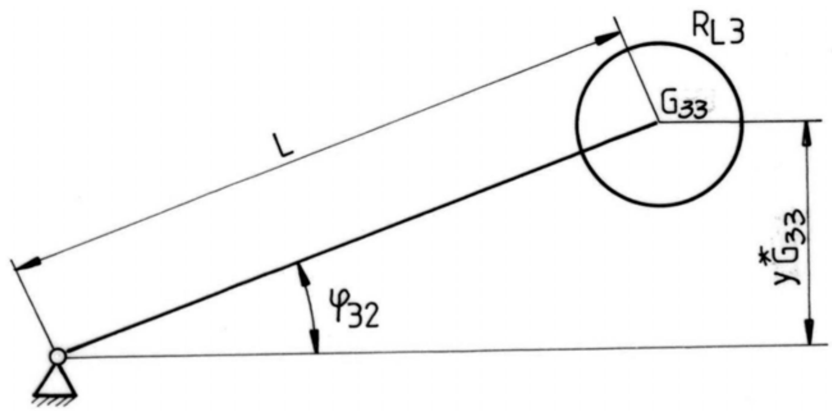


Fig. 7.15

Pentru aprecierea primei rotaţii, $\varphi_{32_{(1)}}$, se va observa - figura l.l6, că la o deplasare a centrului roţii (R_{L3}) din poziţia G^o_{33}, de ordonată maximă y^{*o}_{G33}, corespunzătoare valorii:

$$\varphi^0_{32} = \pi - (\gamma + \varphi_{L\min})$$

a unghiului de rotaţie al levierului, până într-o poziţie de ordonată y^*_{G33}, lungimea lanţului de legătură între roţile (R''_{L2}), (R''_{L3}) şi (R_{L4}) creşte cu valoarea $2 \cdot \left(y^*_{G33} - y^{*o}_{G33}\right)$ desfăşurată numai de pe roata de lanţ (R'_{L4}),

rezultând astfel o rotaţie în sens pozitiv raportată la versorul $\bar{u}_1$ a roţii de lanţ, de un unghi:

$$\varphi_{33_{(1)}} = \frac{2\cdot(y^{*0}_{G_{33}} - y^{*}_{G_{33}})}{\frac{D^{*}_{L_3}}{2}} = 0{,}0439\cdot\left[y^{*0}_{G_{33}} - L\cdot\Phi(\varphi_1)\right] \qquad (7.77)$$

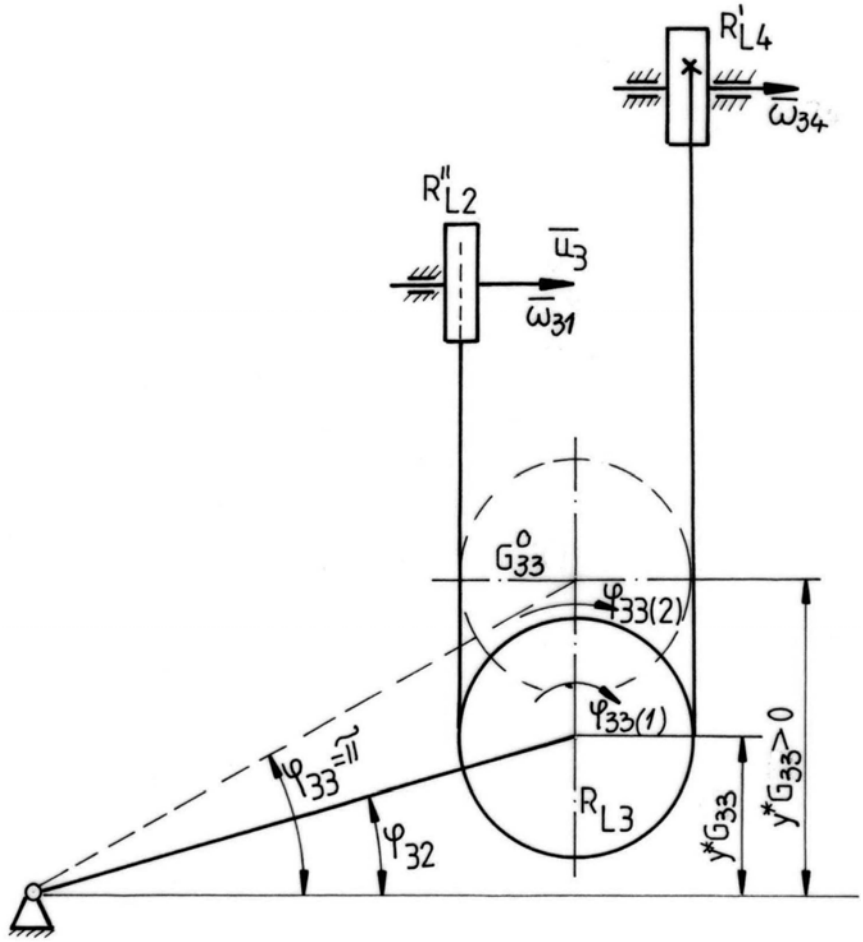


Fig. 7.16

În ceea ce priveşte cea de-a doua rotaţie, provocată de rotaţia intermitentă (comandată de roata stea) a roţii de lanţ (R_{L2}), se va remarca că unghiul de rotaţie corespunzător ei, $\varphi_{33_{(1)}}$ este dat de relaţia:

$$\varphi_{33}=\frac{D^*_{L_2}}{D^*_{L_3}}\cdot\varphi_{31}=0{,}040\cdot(\varphi^0_S-tg\alpha_S\cdot\varphi^0_C)+\frac{3{,}482\cdot z_{28}\cdot tg\alpha_S}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1+ \\ +0{,}125\cdot tg\alpha_S\cdot\sum_{\lambda=1}^{4}\frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda}\cdot\sin\left[\lambda\cdot\left(\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-\varphi^0_C\right)\right] \quad (7.78)$$

Rezultă deci următoarea expresie pentru unghiul total de rotaţie al roţii de lanţ (R_{L3}):

$$\varphi_{33}=\varphi_{33_{(1)}}+\varphi_{33_{(2)}}=0{,}0439\cdot\left[y^{*0}_{G_{38}}-L\cdot\Phi(\varphi_1)\right]+0{,}04\cdot(\varphi^0_S-tg\alpha_S\cdot\varphi^*_C)+ \\ +\frac{3{,}482\cdot z_{28}\cdot tg\alpha_S}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1+ \\ +0{,}125\cdot tg\alpha_S\cdot\sum_{\lambda=1}^{4}\frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda}\cdot\sin\left[\lambda\cdot\left(\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-\varphi^0_C\right)\right]=F(\varphi_1) \quad (7.79)$$

De asemenea, pentru viteza unghiulară a roţii de lanţ (R_{L3}) va rezulta expresia:

$$\omega_{33}=\dot\varphi_{33_{(1)}}+\dot\varphi_{33_{(2)}}-\frac{4\cdot\dot y^*_{G33}}{D^*_{L3}}+\frac{D^*_{L_2}}{D^*_{L_3}}\cdot\omega_{31}=-0{,}040\cdot V_{G_{33}}+1{,}378\cdot\omega_{31} \quad (7.80)$$

sau încă, ţinând seama şi de relaţiile (7.61) şi (7.76), expresia finală:

$$\omega_{33}=\frac{3{,}485\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\left[tg\alpha\cdot H(\varphi_1)-1{,}013\cdot L\cdot\Phi(\varphi_1)\right]\cdot\omega_1 \quad (7.81)$$

- *Elementul* (S_{34}), reprezentat prin blocul rigid format din roţile de lanţ coaxiale (R'_{L4}) şi (R''_{L4}) cu (D'_{L4}) = (D''_{L4}) =114,3 respectiv $D'^*_{L4}=D''^*_{L4}$= =114,3 + 11 = 125,3 mm .

Ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare cuplajului cu roata de lanţ (R_{L3}) - figura 7.16, vor avea formele:

$$\varphi_{34}=\frac{D^*_{L_3}}{D'^*_{L_4}}\cdot\varphi_{33}=0{,}726\cdot F(\varphi_1)=0{,}032\cdot\left[y^{*0}_{G_{38}}-L\cdot\Phi(\varphi_1)\right]+ \\ +0{,}029\cdot(\varphi^0_S-tg\alpha_S\cdot\varphi^0_C)+\frac{2{,}258\cdot z_{28}\cdot tg\alpha_S}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1+ \\ +0{,}091\cdot tg\alpha_S\cdot\sum_{\lambda=1}^{4}\frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda}\cdot\sin\left[\lambda\cdot\left(\frac{88{,}293\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1-\varphi^0_C\right)\right] \quad (7.82)$$

respectiv:

$$\omega_{34}=\frac{D^*_{L_3}}{D'^*_{L_4}}\cdot\omega_{33}=\frac{2{,}530\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\left[1{,}013\cdot L\cdot\Phi(\varphi_1)+tg\alpha_S\cdot H(\varphi_1)\right] \quad (7.83)$$

- *Elementul* (S_{35}), reprezentat prin roata de lanț (R_{L5}) care are D_{L5} = 123,5 mm, respectiv D^*_{L5} = 123,5 + 11 = 134,5 mm, pentru care ecuațiile de legătură şi de transmisie ale mişcării corespunzătoare cuplajului ei cu roata de lanț (R''_{L4}) - figura 7.17, au formele:

$$\varphi_{35} = \frac{D^*_{L_4}}{D'^*_{L5}} \cdot \varphi_{34} = 0{,}677 \cdot F(\varphi_1) = 0{,}03 \cdot \left[y^{*0}_{G_{38}} - L \cdot \Psi(\varphi_1)\right] + 0{,}027 \cdot (\varphi^0_S - tg\alpha_S \cdot \varphi^0_C) + + \frac{2{,}356 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 + + 0{,}085 \cdot tg\alpha_S \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi^0_C\right)\right] \quad (7.84)$$

respectiv:

$$\omega_{35} = \frac{D^*_{L4}}{D'^*_{L_5}} \cdot \omega_{34} = \frac{2{,}358 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1{,}013 \cdot L \cdot \Phi(\varphi_1)\right] \cdot \omega_1 \quad (7.85)$$

- *Elementul* (S_{36}), reprezentat prin blocul rigid format din roțile de lanț coaxiale (R_{L6}), (R'_{L7}), (R'_{L8}), (R''_{L7}) şi (R''_{L8}) – figura 7.16, cu:

D_{L6} = 123 mm	D^*_{L6} = 123 + 11 = 134 mm
D'_{L7} = D''_{L7} 146 mm	D'^*_{L7} = D''_{L7} = 146 + 11 = 157 mm
D'_{L8} = D''_{L8} 97 mm	D'^*_{L8} = D''_{L8} = 97 + 11 = 108 mm

pentru care ecuațiile de legătură şi de transmisie corespunzătoare cuplajului său cu elementul (S_{35}) sunt:

$$\varphi_{36} = \frac{D^*_{L5}}{D'^*_{L6}} \cdot \varphi_{35} = 0{,}679 \cdot F(\varphi_1) = 0{,}030 \cdot \left[y^{*0}_{G_{38}} - L \cdot \Phi(\varphi_1)\right] + + 0{,}027 \cdot (\varphi^0_S - tg\alpha_S \cdot \varphi^0_C) + + \frac{2{,}356 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 + + 0{,}085 \cdot tg\alpha_S \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}243 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi^0_C\right)\right] \quad (7.86)$$

respectiv:

$$\omega_{36} = \frac{D^*_{L5}}{D'^*_{L_6}} \cdot \omega_{34} = \frac{2{,}367 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1{,}013 \cdot L \cdot \Phi(\varphi_1)\right] \cdot \omega_1 \quad (7.87)$$

- *Elementul* (S_{37}), reprezentat prin banca inelelor (BI) – figura 1.l7, execută o translație rectilinie pe verticală compusă din două mişcări distincte în cursul unei levate:

- o mişcare de ridicare in salturi,comandată de roata stea;
- o mişcare alternativă – de ridicare şi coborâre, comandată de cama (C_m) şi levierul oscilant (L_V).

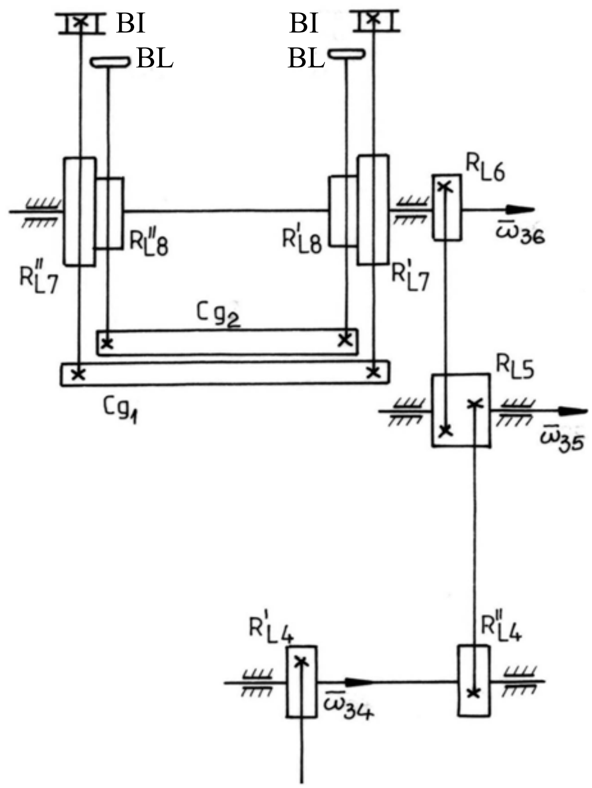


Fig. 7.17

Notând cu y^{*}_{G37} ordonata centrului de masă al băncii inelelor în raport cu reperul fix 0xyz la care sunt raportate mişcările tuturor elementelor maşinii - reper orientat cu axa 0y pe verticală şi în sus - şi cu y^{0}_{G35} ordonata acestui centru în poziția cea mai coborâtă, corespunzătoare începutului levatei ($\varphi_1 = 0$), ecuațiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare legăturii băncii inelelor cu roțile de lanț (R'_{L7}) şi (R''_{L7}) au formele:

$$\begin{aligned} y_{G_{36}} &= y^{0}_{G_{36}} + D^{*}_{L7}\cdot\varphi_{36} = y^{0}_{G_{36}} + 106{,}603\cdot F(\varphi_1) = \\ &= y^{0}_{G_{36}} + 4{,}710\cdot\left[y^{*0}_{G_{38}} + L\cdot\Psi(\varphi_1)\right] + \\ &\quad + 4{,}239\cdot(\varphi^{0}_{S} - \mathrm{tg}\alpha_S\cdot\varphi^{0}_{C}) + \frac{371{,}305\cdot z_{28}\cdot \mathrm{tg}\alpha_S}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1 + \\ &\quad + 13{,}345\cdot \mathrm{tg}\alpha_S\cdot\sum_{\lambda=1}^{4}\frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda}\cdot\sin\left[\lambda\cdot\left(\frac{88{,}243\cdot z_{28}}{z_6\cdot z_9\cdot z_{27}\cdot z_{29}\cdot i_{12}\cdot i_{34}}\cdot\varphi_1 - \varphi^{0}_{C}\right)\right] \end{aligned} \tag{7.88}$$

respectiv:

$$V_{G_{37}} = D^{*}_{L_7} \cdot \omega_{36} = \frac{371{,}305 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1{,}013 \cdot L \cdot \Phi(\varphi_1)\right] \quad (7.89)$$

- *Elementul* (S_{38}), reprezentat prin banca inelelor limitatoare de balon (BL) – figura 7.16, care execută o translaţie rectilinie pe verticală, asemănătoare cu aceea a băncii inelelor, dar cu alte valori ale parametrului cinematic $\overline{V}_{G_{38}}$.

Notând cu y_{G38} ordonata centrului de masă al băncii inelelor limitatoare de balon în raport cu reperul fix 0xyz menţionat mai înainte şi cu y^0_{G38}, valoarea acestei ordonate la începutul levatei, ($\varphi_1 = 0$), ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării corespunzătoare legăturii băncii inelelor limitatoare de balon cu roţile de lanţ (R'_{L8}) şi (R''_{L8}) sunt:

$$\begin{aligned} y_{G_{38}} &= y^0_{G_{38}} + D^{*}_{L_8} \cdot \varphi_{36} = y^0_{G_{38}} + 73{,}332 \cdot F(\varphi_1) = y^0_{G_{36}} + 3{,}240 \cdot \left[y^{*0}_{G_{38}} + L \cdot \Phi(\varphi_1)\right] + \\ &+ 2{,}916 \cdot (\varphi^0_S - tg\alpha_S \cdot \varphi^0_C) + \frac{255{,}420 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 + \\ &+ 9{,}180 \cdot tg\alpha_S \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}243 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi^0_C\right)\right] \end{aligned} \quad (7.90)$$

respectiv

$$V_{G_{38}} = D^{*}_{L_8} \cdot \omega_{36} = \frac{255{,}636 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1{,}013 \cdot L \cdot \Phi(\varphi_1)\right] \cdot \omega_1 \quad (7.91)$$

- *Elementul* (S_{39}), reprezentat prin ansamblul contragreutăţilor (C_{g1}) corespunzătoare tuturor sectoarelor băncii inelelor, care au o mişcare identică cu cea a băncii inelelor, dar în sens invers, pentru care ecuaţiile de legătură şi de transmitere ale mişcării acestui ansamblu sunt:

$$\begin{aligned} y_{G_{39}} &= y^0_{G_{39}} + D^{*}_{L_7} \cdot \varphi_{36} = y^0_{G_{39}} - 106{,}603 \cdot F(\varphi_1) = y^0_{G_{36}} - 4{,}710 \cdot \left[y^{*0}_{G_{38}} + L \cdot \Phi(\varphi_1)\right] - \\ &- 4{,}239 \cdot (\varphi^0_S - tg\alpha_S \cdot \varphi^0_C) - \frac{371{,}293 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_s}{z_6 z_9 z_{27} z_{29} i_{12} i_{34}} \cdot \varphi_1 - \\ &- 13{,}345 \cdot tg\alpha_S \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}243 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi^0_C\right)\right] \end{aligned} \quad (7.92)$$

respectiv:

$$V_{G_{39}} = D^{*}_{L_7} \cdot \omega_{36} = \frac{371{,}619 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1{,}013 \cdot L \cdot \Phi(\varphi_1)\right] \cdot \omega_1 \quad (7.93)$$

y^{*}_{G38} fiind ordonata iniţială a centrului de masă G_{38} al ansamblului contragreutăţilor (C_{g1}).

- *Elementul* (S_{40}), reprezentat prin ansamblul contragreutăţilor (C_{g2}), corespunzătoare băncii inelelor limitatoare de balon, care are o mişcare

de translaţie identică ca lege de mişcare cu cea a băncii inelelor limitatoare de balon, dar în sens invers.

Pentru acest ultim element al sistemului, ecuaţiile de legătură şi de transmisie ale mişcării corespunzătoare legăturii prin fir trecut peste rolă cu banca limitatoarelor de balon, au formele:

$$\begin{aligned} y_{G_{40}} &= y^0_{G_{40}} - D^*_{L_8} \cdot \varphi_{36} = y^0_{G_{40}} + 73{,}332 \cdot F(\varphi_1) = y^0_{G_{40}} - 3{,}240 \cdot \left[y^{*0}_{G_{38}} + L \cdot \Phi(\varphi_1) \right] - \\ &- 2{,}916 \cdot (\varphi^0_S - tg\alpha_S \cdot \varphi^0_C) - \frac{255{,}420 \cdot z_{28} \cdot tg\alpha_S}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \\ &- 9{,}18 \cdot tg\alpha_S \cdot \sum_{\lambda=1}^{4} \frac{\sin(0{,}2\pi\lambda)}{\lambda} \cdot \sin\left[\lambda \cdot \left(\frac{88{,}243 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 - \varphi^0_C \right) \right] \end{aligned} \quad (7.94)$$

respectiv :

$$V_{G_{40}} = D^*_{L_7} \cdot \omega_{36} = \frac{255{,}6 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1{,}013 \cdot L \cdot \Phi(\varphi_1) \right] \cdot \omega_1 \quad (7.95)$$

y^0_{G40} fiind ordonata iniţială a centrului de greutate G_{40} al acestui ansamblu de contragreutăţi.

7.2. Dinamica maşinii de filat cu inele

7.2.1. Stabilirea ecuaţiei diferenţiale a funcţionării maşinii de filat cu inele

Studiul cinematic efectuat anterior permite să se tragă concluzia că, în ipoteza neglijării vibraţiilor fuselor şi ale cursorilor, maşina de filat cu inele poate fi considerată ca un sistem vibrant cu un singur grad de libertate, cu poziţia determinată prin parametrul langrangian :

$$q_1 = q = \varphi_1 \quad (7.1)$$

φ_1 fiind unghiul de rotaţie al rotorului motorului.

Funcţionarea maşinii de filat cu inele va putea fi deci descrisă printr-o singură ecuaţie Lagrange de specia a doua, care poate fi scrisă, după calcularea, în prealabil, a expresiilor energiei cinetice a maşinii şi ale forţelor generalizate active şi disipative corespunzătoare maşinii.

7.2.1.1. Calculul energiei cinetice

Expresiile energiilor cinetice ale celor 40 de elemente distincte ale maşinii, S_i .

Tabelul 7.1

Elemen-tul S_i	Energia cinetică a elementului S_i	Numărul relaţiei	Relaţia finală a energiei cinetice

S_1	$E_{c1}=\frac{1}{2}J_1\,\omega_1^{\,2}$	-	$E_{c1}=\frac{1}{2}J_1\,\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_1}\,\omega_1^{\,2}$
S_2	$E_{c2}=\frac{1}{2}J_2\,\omega_2^{\,2}$	(7.2)	$E_{c2}=\frac{1}{2}\left[\frac{1}{i_{1,2}^2}J_2\right]\cdot\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_2}\,\omega_1^{\,2}$
S_3	$E_{c3}=\frac{1}{2}J_3\,\omega_3^{\,2}$	(7.3)	$E_{c3}=\frac{1}{2}\left[\frac{0,250}{i_{1,2}^2}J_3\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_3}\,\omega_1^{\,2}$
S_4	$E_{c4}=\frac{1}{2}J_4\,\omega_4^{\,2}$	(7.4)	$E_{c4}=\frac{1}{2}\left[\frac{0.250}{i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_4\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_4}\,\omega_1^{\,2}$
S_5	$E_{c5}=\frac{1}{2}J_5\,\omega_5^{\,2}$	(7.6)	$E_{c5}=\frac{1}{2}\left[\frac{225.0}{z_6^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_5\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_5}\,\omega_1^{\,2}$
S_6	$E_{c6}=\frac{1}{2}J_6\,\omega_6^{\,2}$	(7.7)	$E_{c6}=\frac{1}{2}\left[\frac{43,758}{z_6^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_6\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_6}\,\omega_1^{\,2}$
S_7	$E_{c7}=\frac{1}{2}J_7\,\omega_7^{\,2}$	(7.8)	$E_{c7}=\frac{1}{2}\left[\frac{202500}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_7\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_7}\,\omega_1^{\,2}$
S_8	$E_{c8}=\frac{1}{2}J_8\,\omega_8^{\,2}$	(7.9)	$E_{c8}=\frac{1}{2}\left[\frac{65331,360}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_8\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_8}\,\omega_1^{\,2}$
S_9	$E_{c9}=\frac{1}{2}J_9\,\omega_9^{\,2}+$ $+J_9(\varphi_1)\omega_9^{\,2}$	(7.10)	$E_{c9}=\frac{1}{2}\left\{\frac{52900}{D_4^2 i_{1,2}^2}\left[\overset{*}{J_9}+\overset{*}{J}(\varphi_1)\right]\right\}\omega_1^{\,2}=$ $=\frac{1}{2}\overset{*}{J_{9i}}\,\omega_1^{\,2}+\frac{1}{2}\overset{*}{J_9}(\varphi_1)\omega_1^{\,2}$
S_{10}	$E_{c10}=\frac{1}{2}J_{10}\,\omega_{10}^{\,2}$	(7.11)	$E_{c10}=\frac{1}{2}\left[\frac{202500}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{10}\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_{10}}\,\omega_1^{\,2}$
S_{11}	$E_{c11}=\frac{1}{2}J_{11}\,\omega_{11}^{\,2}$	(7.12)	$E_{c11}=\frac{1}{2}\left[\frac{17013028}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{11}\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_{11}}\,\omega_1^{\,2}$
S_{12}	$E_{c12}=\frac{1}{2}J_{12}\,\omega_{12}^{\,2}$	(7.13)	$E_{c12}=\frac{1}{2}\left[\frac{4768316}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{12}\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_{12}}\,\omega_1^{\,2}$
S_{13}	$E_{c13}=\frac{1}{2}J_{13}\,\omega_{13}^{\,2}$	(7.14)	$E_{c13}=\frac{1}{2}\left[\frac{610,732}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{13}\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_{13}}\,\omega_1^{\,2}$
S_{14}	$E_{c14}=\frac{1}{2}J_{14}\,\omega_{14}^{\,2}$	(7.15)	$E_{c14}=\frac{1}{2}\left[\frac{610,732\cdot z_{18}^{\,2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{19}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{14}\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_{14}}\,\omega_1^{\,2}$
S_{15}	$E_{c15}=\frac{1}{2}J_{15}\,\omega_{15}^{\,2}$	(7.16)	$E_{c15}=\frac{1}{2}\left[\frac{706051,992\cdot z_{18}^{\,2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{19}^2\cdot z_{21}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{15}\right]\omega_1^{\,2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J_{15}}\,\omega_1^{\,2}$

S_{16}	$E_{c16}=\frac{1}{2}J_{16}\,\omega_{16}^{\;2}$	(7.17)	$E_{c16}=\frac{1}{2}\left[\frac{2467846{,}198\cdot z_{18}^{\;2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{19}^2\cdot z_{21}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{16}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{16}\,\omega_1^{\;2}$
S_{17}	$E_{c17}=\frac{1}{2}J_{17}\,\omega_{17}^{\;2}$	(7.18)	$E_{c17}=\frac{1}{2}\left[\frac{2025000}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{17}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{17}\,\omega_1^{\;2}$
S_{18}	$E_{c18}=\frac{1}{2}J_{18}\,\omega_{18}^{\;2}$	(7.19)	$E_{c18}=\frac{1}{2}\left[\frac{610{,}732\cdot z_{18}^{\;2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{19}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{18}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{18}\,\omega_1^{\;2}$
S_{19}	$E_{c19}=\frac{1}{2}J_{19}\,\omega_{19}^{\;2}$	(7.20)	$E_{c19}=\frac{1}{2}\left[\frac{2467846{,}198\cdot z_{18}^{\;2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{19}^2\cdot z_{21}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{19}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{19}\,\omega_1^{\;2}$
S_{20}	$E_{c20}=\frac{1}{2}J_{20}\,\omega_{20}^{\;2}$	(7.21)	$E_{c20}=\frac{1}{2}\left[\frac{52699{,}170}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{20}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{20}\,\omega_1^{\;2}$
S_{21}	$E_{c21}=\frac{1}{2}J_{21}\,\omega_{21}^{\;2}$	(7.22)	$E_{c21}=\frac{1}{2}\left[\frac{41028{,}933}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{21}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{21}\,\omega_1^{\;2}$
S_{22}	$E_{c22}=\frac{1}{2}J_{22}\,\omega_{22}^{\;2}$	(7.23)	$E_{c22}=\frac{1}{2}\left[\frac{47429598217\cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{22}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{22}\,\omega_1^{\;2}$
S_{23}	$E_{c23}=\frac{1}{2}J_{23}\,\omega_{23}^{\;2}$	(7.24)	$E_{c23}=\frac{1}{2}\left[\frac{47429598{,}217\cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{23}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{23}\,\omega_1^{\;2}$
S_{24}	$E_{c24}=\frac{1}{2}J_{24}\,\omega_{24}^{\;2}$	(7.25)	$E_{c24}=\frac{1}{2}\left[\frac{47429598{,}217\cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{24}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{24}\,\omega$
S_{25}	$E_{c25}=\frac{1}{2}J_{25}\,\omega_{25}^{\;2}$	(7.26)	$E_{c25}=\frac{1}{2}\left[\frac{7795{,}613\cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{25}\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{25}\,\omega$
S_{26}	$E_{c26}=\frac{1}{2}M_{26}V_{G_{26}}^{\;2}$	(7.37) (7.38)	$E_{c26}=\frac{1}{2}\left[M_1G^2(\varphi_1)\right]\omega_1^{\;2}=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{26}\,\omega_1^{\;2}$
S_{27}	$E_{c27}=\frac{1}{2}J_{27}\,\omega_{27}^{\;2}$	(7.52) (7.53)	$E_{c27}=\frac{1}{2}\left[\frac{7795{,}653\cdot z_{28}^{\;2}tg^2\alpha_S}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{27}\,H^2(\varphi_1)\right]\omega_1^{\;2}=$ $=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{27}(\varphi_1)\omega_1^{\;2}$

S_{28}	$E_{c28}=\frac{1}{2}J_{28}\,\omega_{28}^{2}$	(7.55) (7.53)	$E_{c28}=\frac{1}{2}\left[\frac{4{,}870\cdot z_{28}^{2}tg^{2}\alpha_S}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{28}\,H^2(\varphi_1)\right]\omega_1^2=$ $=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{28}(\varphi_1)\omega_1^2$
S_{29}	$E_{c29}=\frac{1}{2}J_{29}\,\omega_{29}$	(7.57) (7.53)	$E_{c29}=\frac{1}{2}\left[\frac{6{,}395\cdot z_{28}^{2}tg^{2}\alpha_S}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{29}\,H^2(\varphi_1)\right]\omega_1^2=$ $=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{29}(\varphi_1)\omega_1^2$
S_{30}	$E_{c30}=\frac{1}{2}J_{30}\,\omega_{30}$	(7.59) (7.53)	$E_{c30}=\frac{1}{2}\left[\frac{6{,}395\cdot z_{28}^{2}tg^{2}\alpha_S}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{30}\,H^2(\varphi_1)\right]\omega_1^2=$ $=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{30}(\varphi_1)\omega_1^2$
S_{31}	$E_{c31}=\frac{1}{2}J_{31}\,\omega_{31}$	(7.61) (7.53)	$E_{c31}=\frac{1}{2}\left[\frac{6{,}395\cdot z_{28}^{2}tg^{2}\alpha_S}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{31}\,H^2(\varphi_1)\right]\omega_1^2=$ $=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{31}(\varphi_1)\omega_1^2$
S_{32}	$E_{c32}=\frac{1}{2}J_{32}\,\omega_{32}$	(7.70) (7.71)	$E_{c32}=\frac{1}{2}\left[\frac{7795{,}653\cdot z_{28}^{2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{32}\,\varnothing^2(\varphi_1)\right]\omega_1^2=$ $=\frac{1}{2}J_{32}(\varphi_1)\omega_1^2$
S_{33}	$E_{c33}=\frac{1}{2}M_{33}V_{G_{33}}^{2}$ $+\frac{1}{2}J_{33}\,\omega_{33}^{2}$	(7.76) (7.80) (7.53) (7.71)	$E_{c33}=\frac{0{,}5\cdot 12{,}145\cdot z_{28}^{2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}\{641L^2M_{33}\varnothing^2(\varphi_1)+$ $+J_{33}[1{,}01\cdot L\varnothing(\varphi_1)+tg\alpha_S H(\varphi_1)]^2\}\omega_1^2=$ $=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{33}(\varphi_1)\omega_1^2$
S_{34}	$E_{c34}=\frac{1}{2}J_{34}\,\omega_{34}^{2}$	(7.83) (7.53) (7.71)	$E_{c34}=\frac{1}{4}\left\{\frac{6400\cdot z_{28}^{2}}{z_6^2\cdot z_9^2\cdot z_{27}^2\cdot z_{29}^2\cdot i_{1,2}^2\cdot i_{3,4}^2}J_{34}\cdot\right.$ $\left.\cdot[1{,}01\cdot L\varnothing(\varphi_1)+tg\alpha_S H(\varphi_1)]^2\right\}\omega_1^2=$ $=\frac{1}{2}\overset{*}{J}_{34}(\varphi_1)\omega_1^2$

S_{35}	$E_{c35} = \frac{1}{2} J_{35}\,\omega_{35}^{\;2}$	(7.85) (7.53) (7.71)	$E_{c35} = \frac{1}{2}\left\{\frac{5{,}560 \cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2 \cdot z_9^2 \cdot z_{27}^2 \cdot z_{29}^2 \cdot i_{1,2}^2 \cdot i_{3,4}^2} J_{35} \cdot \right.$ $\left. \cdot \left[1{,}01 \cdot L\varnothing(\varphi_1) + tg\alpha_S H(\varphi_1)\right]^2\right\}\omega_1^{\;2} =$ $= \frac{1}{2} \overset{*}{J}_{35}(\varphi_1)\omega_1^{\;2}$
S_{36}	$E_{c36} = \frac{1}{2} J_{36}\,\omega_{36}^{\;2}$	(7.87) (7.53) (7.71)	$E_{c36} = \frac{1}{2}\left\{\frac{5{,}560 \cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2 \cdot z_9^2 \cdot z_{27}^2 \cdot z_{29}^2 \cdot i_{1,2}^2 \cdot i_{3,4}^2} J_{36} \cdot \right.$ $\left. \cdot \left[1{,}01 \cdot L\varnothing(\varphi_1) + tg\alpha_S H(\varphi_1)\right]^2\right\}\omega_1^{\;2} =$ $= \frac{1}{2} \overset{*}{J}_{36}\,\omega_1^{\;2}$
S_{37}	$E_{c37} = \frac{1}{2} M_{37} V_{G_{37}}^{\;2}$	(7.89) (7.53) (7.71)	$E_{c37} = \frac{1}{2}\left\{\frac{138100{,}681 \cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2 \cdot z_9^2 \cdot z_{27}^2 \cdot z_{29}^2 \cdot i_{1,2}^2 \cdot i_{3,4}^2} M_{37} \cdot \right.$ $\left. \cdot \left[1{,}01 L\varnothing(\varphi_1) + tg\alpha_S H(\varphi_1)\right]^2\right\}\omega_1^{\;2} =$ $= \frac{1}{2} \overset{*}{J}_{37}(\varphi_1)\omega_1^{\;2}$
S_{38}	$E_{c38} = \frac{1}{2} M_{38} V_{G_{38}}^{\;2}$	(7.91) (7.53) (7.71)	$E_{c38} = \frac{1}{2} \cdot \frac{653449{,}764 \cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2 \cdot z_9^2 \cdot z_{27}^2 \cdot z_{29}^2 \cdot i_{1,2}^2 \cdot i_{3,4}^2} M_{38} \cdot$ $\left. \cdot \left[1{,}01 \cdot L\varnothing(\varphi_1) + tg\alpha_S H(\varphi_1)\right]^2\right\}\omega_1^{\;2} =$ $= \frac{1}{2} \overset{*}{J}_{38}(\varphi_1)\omega_1^{\;2}$
S_{39}	$E_{c39} = \frac{1}{2} M_{39} V_{G_{39}}^{\;2}$	(7.93) (7.53) (7.71)	$E_{c39} = \frac{1}{2}\left\{\frac{138100{,}681 \cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2 \cdot z_9^2 \cdot z_{27}^2 \cdot z_{29}^2 \cdot i_{1,2}^2 \cdot i_{3,4}^2} M_{39} \cdot \right.$ $\left. \cdot \left[1{,}01 \cdot L\varnothing(\varphi_1) + tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1)\right]^2\right\}\omega_1^{\;2} =$ $= \frac{1}{2} \overset{*}{J}_{39}(\varphi_1)\omega_1^{\;2}$
S_{40}	$E_{c40} = \frac{1}{2} M_{40} V_{G_{40}}^{\;2}$	(7.95) (7.53) (7.71)	$E_{c40} = \frac{1}{2}\left\{\frac{65349{,}764 \cdot z_{28}^{\;2}}{z_6^2 \cdot z_9^2 \cdot z_{27}^2 \cdot z_{29}^2 \cdot i_{1,2}^2 \cdot i_{3,4}^2} M_{40} \cdot \right.$ $\left. \cdot \left[1{,}01 \cdot L\varnothing(\varphi_1) + tg\alpha_S H(\varphi_1)\right]^2\right\}\omega_1^{\;2} =$ $= \frac{1}{2} \overset{*}{J}_{40}(\varphi_1)\omega_1^{\;2}$

unde: M_i este masa elementului (S_i), în (Kg);

J_i - momentul de inerţie al elementelor (S_i) în raport cu axa lor de rotaţie, în (Kg.m^2).

$J_g(\varphi_1)$ - momentele de inerţie ale formatelor în raport cu axele de rotaţie, funcţii de timp prin intermediul lui φ_1.

Pentru a stabili expresia energiei cinetice a întregii maşini de filat, expresie în care vor fi neglijaţi, datorită valorilor foarte mici ale caracteristicilor inerţiale, numai termenii datoraţi mişcării cursorilor şi termenii datoraţi rotaţiei rolelor de întindere a benzilor de transmisie a mişcării la fuse, se va observa din schema generală a maşinii - figura 1.1, că subansamblul de antrenare a trenului de laminat - constituit din elementele S_{10}, S_{11},... S_{19} - precum şi elementul (S_8) - reprezentat prin roata intermediară (R_{11}) se găsesc în dublu exemplar; de asemenea, se va reţine faptul că elementul (S_{9I}) se găseşte într-un număr total de 400 exemplare identice din punct de vedere constructiv şi având absolut aceeaşi mişcare.

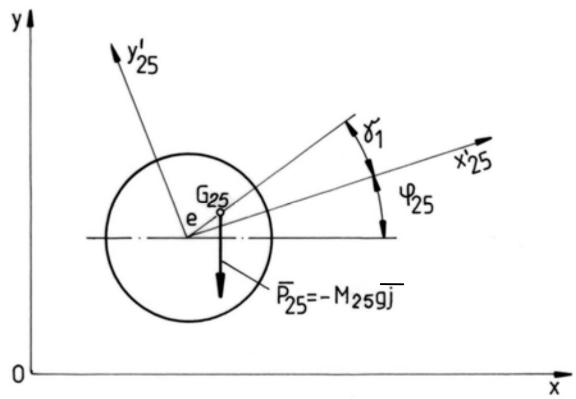


Fig. 7.1

Rezultă deci că energia cinetică a maşinii de filat va fi dată, în condiţiile prezentate, de relaţia:

$$E_c = \sum_{i=1}^{7} E_{ci} + 2\cdot E_{c8} + 400\cdot E_{c9} + 2\sum_{i=10}^{19} E_{ci} + \sum_{i=20}^{40} E_{ci} = \frac{1}{2}\left[\sum_{i=1}^{7} J_i^* + 2J_8^* + 400\cdot(J_9^* + J_9(\varphi_1)) + 2\sum_{i=10}^{19} J_i^* + \sum_{i=20}^{25} J_i^* + \sum_{i=26}^{40} J_i^*(\varphi_1)\right]\cdot\omega_1^2 \tag{7.2}$$

Pentru suma primilor 25 de momente de inerţie reduse, care sunt constante, se va introduce notaţia:

$$J_0^* = \sum_{i=1}^{7} J_i + 2 \cdot J_8^* + 400 \cdot J_9 + 2\sum_{i=10}^{19} J_i^* + \sum_{i=20}^{25} J_i^* \qquad (7.3)$$

De asemenea, pentru suma momentelor de inerţie reduse, funcţie de parametrul langrangian (φ_4), corespunzătoare ultimilor 15 elemente ale maşinii, se va introduce notaţia:

$$J^*(\varphi_1) = 400 \cdot J_9^*(\varphi_1) + \sum_{i=26}^{40} J_i^*(\varphi_1) \qquad (7.4)$$

cu funcţia $J^*(\varphi_1)$ de forma:

$$\begin{aligned} J^*(\varphi_1) &= 400 \cdot J_9^*(\varphi_1) + A \cdot G^2(\varphi_1) + B \cdot H^2(\varphi_1) + \\ &+ C \cdot \varnothing^2(\varphi_1) + D \cdot \varnothing(\varphi_1) \cdot H(\varphi_1) \end{aligned} \qquad (7.5)$$

unde A,B,C şi D sunt constante pentru o levată dată, iar funcţiile $G(\varphi_1)$, $H(\varphi_1)$ şi $\varnothing_1$ sunt date de relaţiile (1.37), (1.53) şi (1.71).

Se poate scrie deci următoarea expresie finală pentru energia cinetică a maşinii de filat cu inele :

$$E_c = \frac{1}{2}\left[J_0^* + J^*(\varphi_1)\right] \cdot \dot{\varphi}_1^2 \qquad (7.6)$$

7.2.1.2. Calculul forţelor generalizate care acţionează asupra maşinii

7.2.1.2.1. Calculul forţelor generalizate active

Solicitările active care acţionează asupra elementelor maşinii de filat cu inele sunt următoarele:

a) - *Greutăţile elementelor* cu centrele de masă având deplasări în plan vertical.

Majoritatea elementelor maşinii de filat cu inele execută rotaţii în jurul unor axe fixe, care sunt axe de simetrie de revoluţie, pe care se vor afla deci şi centrele de masă ale elementelor respective; în consecinţă, pentru aceste elemente lucrul mecanic elementar al greutăţilor va fi egal cu zero.

Singurele elemente pentru care greutăţile lor efectuează lucru mecanic sunt următoarele:

- *Elementul* (S_{25}) este reprezentat prin blocul rigid format din roata melcată (R_{32}), din cama (C_m) şi din excentricul (E_x).

Centrul de masă al acestui element prezintă, în general, o anumită excentricitate e(m).

Privind planul roţii melcate (R_{32}), în care se găseşte şi planul $Q_{25}x'_{25}y'_{25}$ al reperului invariabil ataşat acestui element, dinspre sensul

pozitiv al axei $Q_{25}z'_{25}$ axa de rotaţie a roţii - figura 7.1, şi notând cu γ_1 unghiul pe care-l face segmentul de dreaptă $\overline{Q_{25}Q_{25}} = e$ cu axa $Q_{25}x'_{25}$ va rezulta următoarea expresie pentru termenul corespunzător greutăţii P_{25}, $Q_{g_{(25)}}$ al forţei generalizate gravitice a maşinii de filat cu inele:

$$Q_{g(25)} = \overline{\mathcal{M}}_{Q_{25}}(\overline{P}_{25}) \cdot \frac{\partial(\overline{\mathcal{M}})_{25}}{\partial \varphi_1} = \mathcal{M}_{Q_{25}}(\overline{P}_{25}) \cdot \frac{\partial \varphi_{25}}{\partial \varphi_1} =$$
$$= -M_{25} \cdot e_g \cdot \cos(\varphi_{25} + \gamma_1) \cdot \frac{\partial \varphi_{25}}{\partial \varphi_1}$$

sau, având în vedere şi ecuaţia (1.26) de legătură corespunzătoare acestui element, se mai poate scrie:

$$Q_{g(25)} = -\frac{88{,}293 \cdot z_{28} \cdot M_{25} \cdot e_g}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \cos\left[\frac{88{,}29 \cdot 3z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varphi_1 \cdot \gamma_1\right] \quad (7.7)$$

- *Elementu*l (S_{26}) este reprezentat prin tachetul (T_c), pentru care termenul corespunzător greutăţii, $Q_{g_{(27)}}$ din expresia forţei generalizate gravitice, va avea forma - figura 7.2:

$$Q_{g(26)} = \overline{P} \cdot \frac{\partial Q_{26}}{\partial \varphi_1} = -M_{26} \cdot g \cdot \frac{\partial y_{Q26}}{\partial \varphi_1} = -M_{26} \cdot g \cdot \frac{\partial y^*_{Q26}}{\partial \varphi_1} =$$
$$-M_{26} \cdot g \cdot \frac{d}{d\varphi_1}(St \cdot \sin\gamma_1) = -M_{26} \cdot g \cdot \frac{dSt}{d\varphi_1} \cdot \sin\gamma_1$$

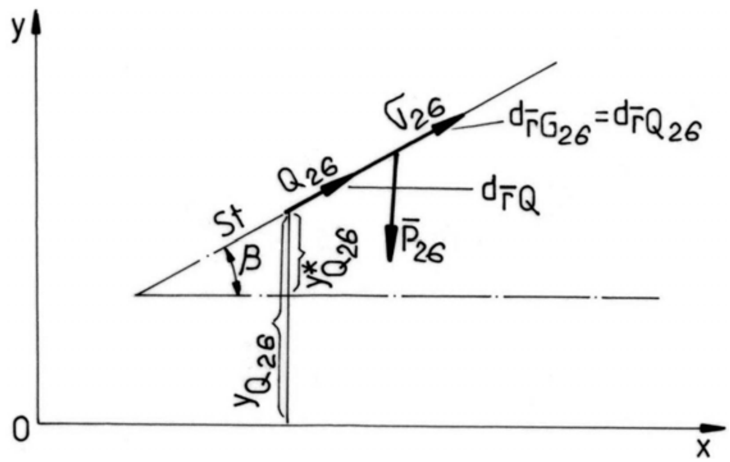


Fig. 7.2

sau, observând că se poate efectua înlocuirea:

$$\frac{dSt}{Q \cdot \varphi_1} = \frac{dSt}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} = V_{Q_{26}} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1}$$

în care $V_{Q_{26}}$ va fi înlocuit cu expresia sa în funcție de mărimile q=φ_1 şi $\dot{q} = \dot{\varphi}_1 = \omega_1 = \frac{d\varphi}{dt}$ dată de relația (1.36), se mai poate scrie:

$$Q_{g(26)} = -M_{26} \cdot g \cdot \sin\gamma_1 \cdot G(\varphi_1) \qquad (7.8)$$

- *Elementul* (S_{32}) este reprezentat prin levierul oscilant (L_v). Notând cu *a* distanța centrului de masă G_{32} al levierului la axa sa de rotație γ şi unghiul format de segmentul de dreaptă $\overline{Q_{32}G_{32}}$ cu axa $Q_{32}x'_{32}$ legată invariabil de elementul (S_{32}), - figura 7.3, termenul $Q_{g(32)}$ din expresia forței generalizate gravitice, datorat greutății $\overline{P}_{32}$,va avea expresia:

$$Q_{g(32)} = \overline{\mathcal{M}}_{Q_{32}}(\overline{P}_{32}) \cdot \frac{\partial \overline{Q}_{32}}{\partial \varphi_1} = \mathcal{M}_{Q_{32}}(\overline{P}_{32}) \cdot \frac{\partial \varphi_{32}}{\partial \varphi_1} = -a \cdot M_{32} \cdot q \cdot \cos(\varphi_{32} + \gamma_2) \cdot \frac{\partial \varphi_{32}}{\partial \varphi_1} =$$
$$= -a \cdot M_{32} \cdot g \cdot \cos(\varphi_{32} + \gamma_2) \cdot \frac{d\varphi_{32}}{d\varphi_1} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} = -M_{32} \cdot g \cdot \cos(\varphi_{32} + \gamma_2) \cdot \frac{\omega_{32}}{\omega_1}$$

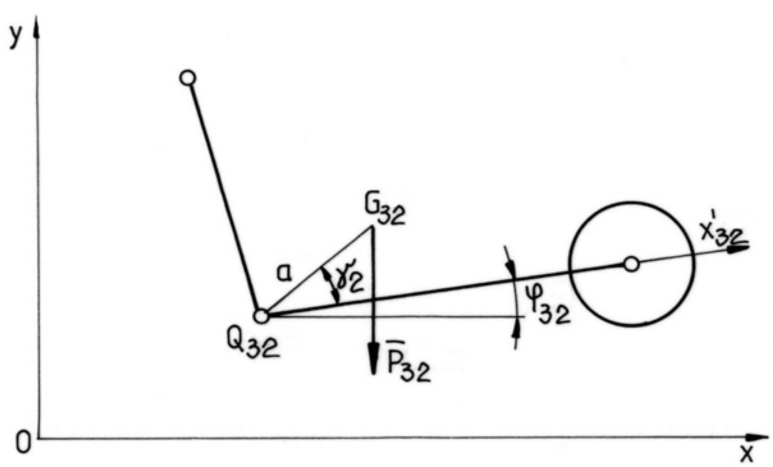


Fig. 7.3

sau, ţinând seama şi de relaţiile (7.69) şi (7.72) se mai poate scrie:

$$Q_{g(32)} = \frac{88{,}293 \cdot z_{28} \cdot M_{32} \cdot d \cdot g}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varnothing(\varphi_1) \cdot \cos\left[\Psi(\varphi_1) + \gamma_2\right] \qquad (7.9)$$

- *Termenul* $Q_{g_{(33)}}$ din expresia forţei generalizate gravitice corespunzător acestei greutăţi va fi dat de relaţia:

$$Q_{g(33)} = \overline{P}_{33} \cdot \frac{\partial \overline{r}_{G_{33}}}{\partial \varphi_1} = -M_{33} \cdot g \cdot \frac{\partial y_{G_{32}}}{\partial \varphi_1} = -M_{33} \cdot g \cdot \frac{dy_{G_{32}}}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} =$$

$$-M_{33} \cdot g \cdot \frac{dy^*_{G_{33}}}{dt} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = -M_{33} \cdot g \cdot V_{G_{33}} \cdot \frac{1}{\omega_1}$$

sau, ţinând seama şi de expresia (7.76) a vitezei $V_{G_{33}}$, mai rezultă:

$$Q_{g(33)} = \frac{88{,}293 \cdot z_{28} \cdot L \cdot M_{33} \cdot g}{z_5 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \cdot \varnothing(\varphi_1) \qquad (7.10)$$

- *Elementul* (S_{37}) este reprezentat prin banca inelelor. Pentru acest element, termenul $Q_{g_{(37)}}$ din expresia forţei generalizate gravitice corespunzătoare greutăţii $\overline{P}_{37}$ a elementului, va avea expresia:

$$Q_{g(37)} = \overline{P}_{37} \cdot \frac{\partial \overline{r}_{G_{37}}}{\partial \varphi_1} = -M_{37} \cdot g \cdot \frac{\partial y_{G_{37}}}{\partial \varphi_1} = -M_{37} \cdot g \cdot \frac{dy_{G_{37}}}{d\Psi} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi_1}{d\Psi}} = -M_{37} \cdot g \cdot V_{37} \cdot \frac{1}{\omega_1}$$

sau, ţinând seama şi de expresia (7.89) a vitezei $V_{G_{37}}$ mai rezultă:

$$Q_{g(37)} = \frac{371{,}619 \cdot z_{28} \cdot M_{37} \cdot g}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \left[tg\alpha_S \cdot H_1(\varphi_1) - 1{,}01 \cdot L \cdot \varnothing(\varphi_1)\right] \quad (7.11)$$

- *Elementul* (S_{38}) este reprezentat prin banca inelelor limitatoare de balon.

Termenul $Q_{g_{(38)}}$ din expresia forţei generalizate gravitice, datorat greutăţii $\overline{P}_{38}$ a elementului (S_{38}) va avea expresia:

$$Q_{g(38)} = \overline{P}_{38} \cdot \frac{\partial \overline{r}_{G_{38}}}{\partial \varphi_1} = -M_{37} \cdot g \cdot \frac{\partial y_{G_{38}}}{\partial \varphi_1} = -M_{38} \cdot g \cdot \frac{dy_{G38}}{dt} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = -M_{38} \cdot g \cdot V_{38} \cdot \frac{1}{\omega_1}$$

sau, având în vedere şi expresia (7.91) a vitezei $V_{G_{38}}$, mai rezultă:

$$Q_{g(38)} = -\frac{255,636 \cdot z_{28} \cdot M_{38} \cdot g}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1,01 \cdot L \cdot \varnothing(\varphi_1) \right] \quad (7.12)$$

- *Elementul* (S_{39}) este reprezentat prin ansamblul contragreutăţilor (C_{gl}).

Termenul $Q_{g_{(39)}}$ din expresia forţei generalizate gravitice corespunzătoare greutăţii $\overline{P}_{39}$ a acestui element, are expresia:

$$Q_{g(39)} = \overline{P}_{39} \cdot \frac{\partial \overline{r}_{G_{39}}}{\partial \varphi_1} = -M_{39} \cdot g \cdot \frac{\partial y_{G_{39}}}{\partial \varphi_1} = -M_{39} \cdot g \cdot \frac{dy_{39}}{dt} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = -M_{39} \cdot g \cdot V_{G_{39}} \cdot \frac{1}{\omega_1}$$

care, prin considerarea şi a relaţiei (7.93), poate fi scrisă şi sub forma:

$$Q_{g(39)} = -\frac{371,619 \cdot z_{28} \cdot M_{39} \cdot g}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1,01 \cdot L \cdot \varnothing(\varphi_1) \right] \quad (7.13)$$

- *Elementul* (S_{40}) este reprezentat prin ansamblul contragreutăţilor (C_{g2}).

Pentru greutatea $\overline{P}_{40}$ a acestui ultim element al sistemului va rezulta următoarea expresie a termenului $Q_{g_{(40)}}$ corespunzător ei din expresia forţei generalizate gravitice:

$$Q_{g(40)} = \overline{P}_{40} \cdot \frac{\partial \overline{r}_{G40}}{\partial \varphi_1} = -M_{40} \cdot g \cdot \frac{\partial y_{G_{40}}}{\partial \varphi_1} = -M_{40} \cdot g \cdot \frac{dy_{G_{39}}}{dt} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi}{dt}} = -M_{40} \cdot g \cdot V_{G40} \cdot \frac{1}{\omega_1}$$

care, în baza relaţiei (7.95), ia forma:

$$Q_{g(40)} = -\frac{255,636 \cdot z_{28} \cdot M_{40} \cdot g}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1,01 \cdot L \cdot \varnothing(\varphi_1) \right] \quad (7.14)$$

Forţa generalizată gravitică corespunzătoare maşinii de filat cu inele va fi dată deci de relaţia:

$$Q_g = Q_{g(25)} + Q_{g(26)} + Q_{g(32)} + Q_{g(33)} + Q_{g(37)} + Q_{g(38)} + Q_{g(39)} + Q_{g(40)} \quad (7.15)$$

rezultând deci, în baza relaţiilor (7.7),(7.8).........(7.14), următoarea expresie finală a acestei forţe:

$$Q_g = -M_{26} g \sin\gamma G(\varphi_1) - \frac{88{,}293 \cdot z_{28} g}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \left\{ M_{25} \cdot e \cdot \cos\left[\frac{88{,}293 z_{28}}{z_6 z_9 z_{27} z_{29} i_{12} i_{34}} \varphi_1 + \gamma_1 \right] - \right.$$
$$\left. - L \cdot M_{33} \cdot \varnothing(\varphi_1) - a \cdot M_{32} \varnothing(\varphi_2) \cdot \cos\left[\Psi(\varphi_1) + \lambda_2 \right] \right\} +$$
$$+ \frac{255{,}636 \cdot z_{28} \cdot g}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \left[tg\alpha_S \cdot H(\varphi_1) - 1{,}01 \cdot L \cdot \varnothing(\varphi_1) \right] \cdot \left\{ 1{,}433 (M_{39} - M_{37}) + (M_{40} - M_{38}) \right\} \tag{7.16}$$

b). – *Cuplul motor al rotorului.*

Notând cu $\mathcal{M}_m \leq \mathcal{M}_m(\varphi_1)$ momentul cuplului aplicat rotorului, moment care, pentru motoarele electrice de tip asincron, cu care este dotată şi maşina de filat cercetată, depinde de viteza unghiulară a rotorului, forţa generalizată corespunzătoare lui va avea expresia:

$$Q_m = \overline{\mathcal{M}} \cdot \frac{\partial \overline{\Theta}_1}{\partial \varphi_1} = \mathcal{M}(\dot{\varphi}_1) \tag{7.17}$$

7.2.1.2.2. Calculul forţei generalizate disipative

Aprecierea forţei generalizate corespunzătoare solicitărilor disipative din maşina de filat cu inele se va face pe baza unor determinări experimentale de puteri consumate în diversele subansambluri ale maşinii.

Măsurătorile de puteri consumate s-au realizat pe maşina de filat PBP"UNIREA", cu următoarele caracteristici:

- Numărul de fuse......................400
- Diametrul inelului....................D = 48 mm
- Cursa băncii inelelor................H = 200 mm
- Turaţia fuselor…......................n_f = 12000 rot/min
- Fineţea firului...........................Nm = 50

Repartiţia procentuală a consumului de putere pe subansamblele maşinii poate fi considerată practic ca fiind valabilă şi pentru maşina de filat "UNIMAT-FB", ale cărei caracteristici, prezentate prealabil, nu se deosebesc prea mult de cele ale maşinii pe care s-au realizat măsurătorile.

Instalaţia experimentală este prezentată în figura 7.4.

Schema instalaţiei este prezentată în figura 7.5; din aceasta rezultă modul de legare a Wattmetrului la reţeaua de alimentare a maşinii de filat cu inele în vederea măsurării consumului de putere.

Cele trei faze fiind încărcate simetric este suficient să se efectueze măsurătorile după schema din figură.



Fig. 7.4

Determinarea consumului de putere, pentru toate situațiile cercetate, au fost efectuate în condiții industriale, la S.C. „Țesătura" S.A. Iaşi.

Au fost considerate următoarele situații:
- maşina la sfârşitul levatei, când consumul de putere este maxim;
- maşina la începutul levatei;
- maşina fără proces tehnologic (fără fir şi fără țevi);
- idem fără tren de laminat, fără banca inelelor şi fără banca inelelor limitatoare de balon;
- idem fără cutia angrenajelor;
- idem fără fuse şi fără rolele de întindere a cureluşelor de antrenare a fuselor;
- idem fără antrenarea arborelui principal;
- motorul la mers în gol. Aceste măsurători au fost posibile prin desfacerea legăturilor dintre elementele menționate şi electromotorul de acționare, prin demontarea unor roți dințate, cuplaje sau curele.

Măsurătorile efectuate au confirmat mai întâi valabilitatea formulei empirice stabilită la Institutul de cercetări textile din Manchester pentru puterea consumată de maşina de filat cu inele la sfârşitul levatei, relație având forma:

$$P_f = 1{,}83 \cdot \left[\frac{1{,}65 \cdot n^{*2,5} \cdot D^{2,75} \cdot H}{10^{17,5}} + \frac{2{,}74 \cdot n^{*2,5} \cdot D \cdot H^2}{10^{15,5}\,Nm} \right] + \frac{0{,}156 \cdot n}{10^3 \cdot \sqrt{Nm}} \qquad (7.18)$$

cu simbolurile D, H,n_f şi Nm având semnificaţiile precizate anterior.

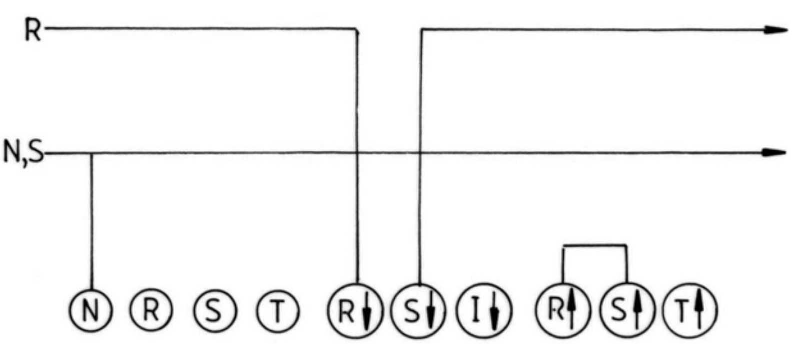


Fig. 7.5

Rezultatele determinărilor efectuate sunt prezentate în Tabelul 7.2. Datele din tabel permit următoarele concluzii în legătură cu consumurile parţiale de putere din diversele subansambluri ale maşinii de filat, consumuri raportate la puterea maximă consumată (P_f) corespunzătoare unei viteze unghiulare de regim $\omega_1 = \varphi_1$:

- un consum de cca. 5% în lagărele motorului (elementul S_1) Pc_1 = 0,05 P_f (7.20);
- un consum de cca. 43% în transmisia de la motor la subansamblul central de acţionare a maşinii (elementele S_2…...S_8):

Tabelul 7.2

Nr. crt	Subansamblul la care s-a măsurat consumul de putere	Consumul de putere (W)	(%)
1.	Maşina întreagă la sfârşitul levatei	12.800	100
2.	Maşina la începutul levatei	10.530	82,26
3.	Maşina fără fir şi fără ţevi (fără proces tehnologic)	7.800	60,93

4.	Maşina fără fir, fără țevi şi fără tren de laminat	7.360	57,50
5.	Maşina fără fir, fără țevi, fără tren de laminat, fără banca inelelor şi fără banca limitatoarelor de balon	7.300	57,03
6.	Maşina fără fir, fără țevi, fără tren de laminat, fără banca inelelor, fără banca inelelor limitatoare de balon şi fără cutia angrenajelor	7110	55,54
7.	Maşina fără fir, fără țevi, fără tren de laminat, fără banca inelelor, fără banca inelelor limitatoare de balon, fără cutia angrenajelor, fără fuse şi fără rolele de întindere a benzii de antrenare	1880	14,68
8.	Maşina fără fir, fără țevi, fără tren de laminat, fără banca inelelor, fără banca inelelor limitatoare de balon, fără cutia angrenajelor, fără fuse, fără role de întindere şi fără arborele principal	1340	10,46
9.	Motorul la mers în gol	640	5

$$P_{c\,sca} = \sum_{i=2}^{8} P_{ci} = 0.43 \cdot P_f \tag{7.21}$$

- un consum de cca. 9% în transmisia de la elementul (S_2) la subansamblul de antrenare a fuselor (elementul S_{9I}):

$$P_{c\,saf} = 400 \cdot P_{c9} = 0.09 \cdot P_f \tag{7.22}$$

- un consum de cca. 3,5% în transmisia de la elementul (S_8) la subansamblul de antrenare a trenului de laminat, (elementele S_{10}......S_{19}):

$$P_{c\,sat} = \sum_{i=10}^{19} P_{ci} = 0.035 \cdot P_f \tag{7.23}$$

- un consum de cca. 0,5% în transmisiile de la subansamblurile de comandă a saltului băncii inelelor şi limitatoarelor de balon şi de antrenare a acestora:

$$P_{c\,sab} = \sum_{i=30}^{40} P_{ci} = 0.005 \cdot P_f \tag{7.24}$$

- un consum de cca. 21% datorat încărcării fuselor şi a rolelor de întindere a benzilor de antrenare a fuselor:

$$P_{c\,tg} = 0{,}21 \cdot P_f \tag{7.25}$$

- un consum variind de la zero la 18% datorat procesului tehnologic, adică:

$$P_{c\,pt} = (0 \div 0{,}18)P_f \tag{7.26}$$

Întrucât variaţia consumului de putere în timpul procesului tehnologic poate fi explicată prin creşterea frecărilor cu aerul şi a frecărilor în lagărele fuselor ca urmare a creşterii greutăţii firului depus pe ţevi, iar această din urmă creştere poate fi considerată ca fiind proporţională cu variaţia unghiului de rotaţie al motorului, se poate admite că variaţia puterii consumate în procesul tehnologic este liniară în parametrul langrangian φ_1 - figura 7.6.

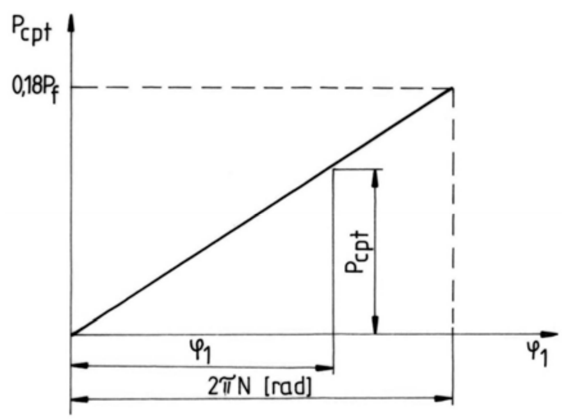


Fig. 7.6

În consecinţă, notând cu N numărul total de rotaţii al rotorului corespunzător unei levate, număr care va putea fi determinat ţinându-se seama de numărul de straturi ce se depune pe format, se acceptă că legea de variaţie a puterii consumate în procesul tehnologic propriu zis este:

$$P_{c\,pt} = \frac{0{,}18 \cdot P_t}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot \varphi_1 = \frac{0{,}18 \cdot P_t}{\kappa} \cdot \varphi_1 \tag{7.27}$$

unde prin k s-a notat:

$$\kappa = 2 \cdot \pi \cdot N \tag{7.28}$$

cunoscut pentru o maşină dată şi un număr metric dat.

Cu aceste precizări poate fi abordat calculul forţelor generalizate a solicitărilor disipative corespunzătoare maşinii de filat cu inele.

Se va observa mai întâi că pentru elementele (S_i) aflate în rotaţie în jurul unor axe fixe, solicitările disipative vor fi reprezentate prin momentele de frecare:

$$\overline{\mathcal{M}_{f_{ri}}} = -|\overline{\mathcal{M}_{f_{ri}}}| \cdot \frac{\overline{\omega}_i}{\omega_i} \qquad (7.29)$$

astfel că termenii corespunzători acestor momente de frecare din expresia forţei generalizate disipative vor fi daţi de relaţiile:

$$Q_{d(i)} = \overline{\mathcal{M}_{f_{ri}}} \cdot \frac{\partial \overline{\Theta}_i}{\partial \varphi_1} = \overline{\mathcal{M}_{f_{ri}}} \cdot \frac{d\overline{\Theta}_i}{dt} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = \overline{\mathcal{M}_{f_{ri}}} \cdot \frac{\overline{\omega}_i}{\omega_1} = -\frac{P_{ci}}{\omega_1} \qquad (7.30)$$

semnul (-) din membrul drept fiind justificat de faptul că prin simbolurile P_{ci} au fost notaţi modulii puterilor consumate ($P_{ci} = |\overline{\mathcal{M}_{f_{ri}}} \cdot \omega_i|$) în timp ce valorile algebrice ale termenilor $Q_{d(i)}$ sunt, aşa cum rezultă din relaţia (7.29), negative .

În al doilea rând se va observa că pentru elementele (S_j) care execută translaţii rectilinii, solicitările disipative vor fi reprezentate prin forţele de frecare de alunecare din punctele de rezemare (glisiere, cuple de translaţie, etc.), forţele având expresiile:

$$\overline{\varnothing_{d_{(j)}}}j = -|\varnothing_{d_{(j)}}| \cdot \frac{\overline{V_{G_i}}}{V_{G_i}} \qquad (7.31)$$

şi deci termenii corespunzători acestor forţe de frecare din expresia forţei generalizate disipative vor fi daţi de relaţiile:

$$Q_{d(j)} = \overline{\varnothing}_j \cdot \frac{\partial \overline{r}_{Gj}}{\partial \varphi_1} = \overline{\varnothing}_j \cdot \frac{d\overline{r}_{Gj}}{dt} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = \overline{\varnothing}_j \cdot \frac{\overline{V}_{Gj}}{\omega_1} = -\frac{P_{cj}}{\omega_1} \qquad (7.32)$$

prezenţa semnului (-) în ultima expresie din membrul drept având o justificare asemănătoare celei date pentru relaţia (7.30).

În fine, în condiţiile ipotezei de lucru adoptate în legătură cu justificarea consumului de putere în procesul tehnologic prin creşterea momentelor de frecare în lagărele fuselor ca urmare, pe de o parte, a greutăţii ţevilor goale şi, pe de altă parte, ca urmare a creşterii liniare cu unghiul de rotaţie al rotorului a greutăţilor formatelor, se constată că

termenii $Q_{d(tg)}$ şi $Q_{d(pt)}$, corespunzători procesului tehnologic, din expresia forţei generalizate disipative au expresiile:$\mathcal{M}$

$$Q_{d(tg)} = 400 \cdot \overline{\mathcal{M}'}_{f_{r_{gs}}} \cdot \frac{\partial \overline{\Theta}_g}{\partial \varphi_1} = 400 \cdot \overline{\mathcal{M}'}_{f_{r_{gs}}} \cdot \frac{d\overline{\Theta}_g}{dt} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = 400 \cdot \overline{\mathcal{M}'}_{f_{r_{gs}}} \cdot \frac{\overline{\omega}_g}{\omega_1} = -\frac{P_{c\,tg}}{\omega_1} \tag{7.33}$$

respectiv:

$$Q_{d(pt)} = 400 \cdot \overline{\mathcal{M}''}_{f_{r_{gs}}} \cdot \frac{\partial \overline{\Theta}_g}{\partial \varphi_1} = 400 \cdot \overline{\mathcal{M}''}_{f_{r_{gs}}} \cdot \frac{d\overline{\Theta}_g}{dt} \cdot \frac{1}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = 400 \cdot \overline{\mathcal{M}''}_{f_{r_{gs}}} \cdot \frac{\overline{\omega}_g}{\omega_1} = -\frac{Pc_{pt}}{\omega_1} \tag{7.34}$$

$\overline{\mathcal{M}'}_{f_{r_{gs}}}$ şi $\overline{\mathcal{M}''}_{f_{r_{gs}}}$ fiind momentele suplimentare de frecare în lagăre, provocate de adaosul greutăţilor ţevilor şi ale formatelor .

Ţinând seama de precizările precedentele, se poate scrie următoarea expresie pentru forţa generalizată disipativă corespunzătoare maşinii de filat cu inele considerată în studiu:

$$Q_d = Q_{d(1)} + \sum_{i=2}^{8} Q_{d(i)} + 400 Q_{dg} + \sum_{i<10}^{19} Q_{d(i)} + \sum_{i=20}^{40} Q_{d(i)} + Q_{d(tg)} + Q_{d(pt)} \tag{7.35}$$

sau, ţinând seama şi de relaţiile (7.30), (7.32), (7.33) şi (7.34) se mai poate scrie:

$$Q_d = -\frac{1}{\omega_1} \cdot \left[P_{c1} + P_{c\,sca} + P_{c\,saf} + P_{c\,sat} + P_{c\,sab} + P_{c\,tg} + P_{c\,pt} \right] \tag{7.36}$$

Înlocuind puterile consumate în diversele subansambluri ale maşinii cu expresiile lor (7.20), (7.21), (7.22), (7.23) şi (7.24) în funcţie de puterea totală consumată la sfârşitul levatei, se obţine relaţia finală de calcul a forţei generalizate disipative:

$$Q_d = -\frac{1}{\omega_1} \cdot \left[0{,}82 + \frac{0{,}18}{\kappa} \cdot \varphi_1 \right] \cdot P_f \tag{7.37}$$

7.2.1.3. Ecuaţia diferenţială a maşinii

Derivatele parţiale în raport cu $\dot{\varphi}_1$ şi φ_1 ale expresiei (7.6) a energiei cinetice a maşinii sunt:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_1} = \left[J_0 + J^*(\varphi_1) \right] \cdot \dot{\varphi}_1 \tag{7.38}$$

respectiv:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \varphi_1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ^*(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2} \tag{7.39}$$

În consecință, ecuația diferențială Lagrange, care va descrie funcționarea maşinii va avea forma:

$$\frac{d}{dt}\left\{\left[J_0 + J^*(\varphi_1)\right] \cdot \varphi_1\right\} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ^*(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2} = Q_g + Q_m + Q_d \tag{7.40}$$

sau încă, observând, pe de o parte, că se poate scrie egalitatea:

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\left\{\left[J_0 + J^*(\varphi_1)\right] \cdot \varphi_1\right\} &= \frac{dJ^*(\varphi_1)}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1 + \left[J_0 + J^*(\varphi_1)\right] \cdot \ddot{\varphi}_1 = \\ &= \frac{dJ^*(\varphi_1)}{dt} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2} + \left[J_0 + J^*(\varphi_1)\right] \cdot \varphi_1\end{aligned} \tag{7.41}$$

şi, pe de altă parte, ținând seama de expresiile (7.16), (7.17) şi (7.37) ale celor trei forțe generalizate ce acționează asupra maşinii, se mai poate scrie:

$$\begin{aligned}&\left[J_0 + J^*(\varphi_1)\right] \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{2}\frac{dJ^*(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2} = \\ &\qquad = Q(\varphi_1) + \mathcal{M}_m(\dot{\varphi}_1) - \frac{1}{\dot{\varphi}_1}\left[0{,}82 + \frac{0{,}18}{\kappa} \cdot \varphi_1\right] \cdot P_t\end{aligned} \tag{7.42}$$

7.2.2. Integrarea ecuației diferențiale a maşinii de filat cu inele

Examinarea formei (7.42) a ecuației diferențiale a funcționarii maşinii de filat cu inele, permite să se tragă concluzia că această ecuație este neliniară, de o formă foarte complicată, pentru care nu a fost încă găsită o metodă de integrare, nu numai exactă, dar nici măcar aproximativă.

Prin împărțire la mărimea $J^*(\varphi_1)$ şi introducerea notației:

$$\begin{aligned}G(\varphi_1, \bar{\varphi}_1) = &\frac{1}{2 \cdot \left[J_0 + J^*(\varphi_1)\right]} \cdot \frac{dJ^*(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2} - \frac{Q(\varphi_1)}{\left[J_0 + J^*(\varphi_1)\right]} - \frac{\mathcal{M}_m}{J^*(\varphi_1)} + \\ &+ \frac{1}{\left[J_0 + J^*(\varphi_1)\right] \cdot \dot{\varphi}_1} \cdot \left[0{,}82 + \frac{0{,}18}{\kappa} \cdot (\varphi_1)\right] \cdot P_f\end{aligned} \tag{7.43}$$

ecuația diferențială (7.42) va mai putea fi scrisă sub forma:

$$\ddot{\varphi}_1 + G(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) = 0 \tag{7.44}$$

sau, introducând şi variabila:

$\dot{\varphi}_1 = \omega_1$

forma echivalentă a unui sistem de două ecuaţii diferenţiale de ordinul întâi în funcţiile necunoscute de timp $\omega_1 = \omega_1(t)$, $\varphi_1 = \varphi_1(t)$:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \omega_1 \\ \dot{\omega}_1 = -G(\varphi_1, \omega_1) \end{cases} \tag{7.45}$$

Aceste ecuaţii vor descrie funcţionarea maşinii, în fiecare din cele trei etape distincte ale duratei unei levate:

- etapa pornirii maşinii;
- etapa depunerii firului pe formate;
- etapa opririi maşinii la terminarea levatei.

Asociind sistemului (7.45) de ecuaţii diferenţiale sistemul de condiţii iniţiale:

$$t = t_i^0 \left\{ \varphi_1(t_i) = \varphi^0_{1(i)}; \omega_1(t_i) = \omega^0_{1(i)} \right\} \ (i = 0,1,2) \tag{7.46}$$

cu valorile concrete:

$$t_0^0 = 0;\ \varphi^0_{i(0)} = 0;\ \omega^0_{i(0)} = 0$$

pentru etapa pornirii motorului, respectiv:

$$t_1^0 = t_1;\ \varphi^0_{1(1)} = 2\cdot\pi\cdot N_0;\ \omega^0_{i(1)} = \omega_1^0$$

pentru etapa procesului tehnologic propriu zis, şi:

$$t_2^0 = t_2;\ \varphi^0_{1(2)} = 2\cdot\pi\cdot(N_0 + N);\ \omega^0_{i(2)} = \omega_1^0$$

pentru etapa opririi maşinii la terminarea levatei, t_1 şi t_2 fiind momentele iniţiale şi finale ale levatei, N_0 şi N fiind numerele de rotaţii efectuate de motor până la începutul şi până la sfârşitul levatei, iar ω_1^o fiind viteza unghiulară a motorului în funcţionarea în regim permanent a maşinii, se va putea efectua o integrare numerică a sistemului (7.45) de ecuaţii diferenţiale pentru cele trei etape ale funcţionării maşinii, folosindu-se metoda Runge-Kutta, cu un algoritm de ordinul 4.

Ecuaţia diferenţială (7.42) poate căpăta o formă mai simplă în urma neglijării unor termeni cu o influenţă mai puţin importantă în funcţionarea maşinii.

O primă simplificare a ecuaţiei poate fi obţinută prin neglijarea forţei generalizate gravitice, neglijare justificată prin următoarele argumente:

- termenul $Q_{g_{(25)}}$ din expresia forţei generalizate $Q_g = Q(\varphi_1)$ poate fi neglijat ca urmare a valorii mici a excentricităţii *e*, explicabilă prin faptul că fixarea camei şi a excentricului pe axul roţii melcate se face astfel

încât direcţia razei vectoare maxime a camei să coincidă cu direcţia razei vectoare minime a excentricului, ceea ce aduce practic poziţia centrului de masă al ansamblului camă - roată melcată, excentric pe axa lui de rotaţie .

- termenii $Q_{j_{(26)}}$, $Q_{g_{(32)}}$ şi $Q_{g_{(33)}}$ din expresia forţei generalizate gravitice pot fi neglijaţi ca urmare a valorilor foarte mici ale maselor M_{26}, M_{32} şi M_{33}.

- sumele de termeni $Q_{g_{(37)}} + Q_{g_{(39)}}$ şi $Q_{g_{(38)}} + Q_{g_{(40)}}$ pot fi neglijate ca urmare a condiţiilor constructive:

$$M_{37} - M_{39} \approx M_{38} - M_{40} \tag{7.47}$$

situaţie evidenţiată, de altfel şi de consumul relativ mic, de numai 0,005 P_t, de putere mecanică care se produce în acest subansamblu al maşinii.

Rezultă deci posibilitatea acceptării unei prime aproximări de efectuat în expresia funcţiei $G(\varphi_1\omega_1)$:

$$Q(\varphi_1) \approx 0 \tag{7.48}$$

În al doilea rând, se va observa că întrucât în expresia tuturor puterilor consumate P_{ci} intră, alături de solicitările de frecare - în marea lor majoritate constante - şi parametri cinematici de ordinul întâi ai elementelor respective, care conţin toţi ca factor pe ω_1, se va putea admite că şi puterea consumată totală P_f este direct proporţională cu ω_1, adică satisface relaţia:

$$P_t = h_1 \cdot \omega_1 \tag{7.49}$$

cu factorul de proporţionalitate h dat de relaţia:

$$h = \frac{P_f^o}{\omega_1^0} \tag{7.50}$$

ω_1^0 fiind o viteză unghiulară determinată a motorului în etapa de funcţionare în regim permanent a maşinii, pentru care puterea consumată la sfârşitul levatei este P_f^o.

În baza acestei înlocuiri, ultimul termen din membrul drept al relaţiei (7.42), va lua forma:

$$\frac{1}{\dot{\varphi}_1} \cdot \left[0{,}82 + \frac{0{,}18}{k} \cdot \varphi_1\right] \cdot P_f = 0{,}82 \cdot h + 0{,}18 \cdot \frac{h}{\kappa} \cdot \varphi_1 \tag{7.51}$$

În ceea ce priveşte momentul motor $\mathcal{M}$ se precizează că acţionarea maşinii se face cu un motor asincron trifazat cu rotorul în scurt circuit, seria As/t , tipul l80M, prezentând caracteristicile:

$P_n = 15$ Kw
$\cos\varphi = 0{,}85$
$n_n = 1450$ rot /min

$$\frac{\mathcal{M}_p}{\mathcal{M}_n} = 1{,}4 \quad \frac{\mathcal{M}_m}{\mathcal{M}_n} = 2{,}2 \tag{7.52}$$

unde P_n este puterea nominală, n_n turaţia nominală, şi $\mathcal{M}_n$ cu:

$$\mathcal{M}_n = \frac{P_n}{n_n} 9550 \approx 99 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.53)$$

este valoarea nominală a cuplului motor, iar $\mathcal{M}_p$ şi $\mathcal{M}_m$ sunt valorile de pornire şi maximă ale momentului $\mathcal{M}$.

Construind caracteristica mecanică a acestui motor, ea va avea forma din figura 7.7, care arată că pentru funcţionarea în regim permanent, momentul $\mathcal{M}_m$ satisface relaţia:

$$\omega_1 = \omega_n - \mathcal{M} \tag{7.54}$$

de unde va rezulta:

$$\mathcal{M} = \frac{1}{\text{tg}\alpha} \cdot (\omega_n - \omega_1) \tag{7.55}$$

În fine, o ultimă simplificare a ecuaţiei diferenţiale (7.42) va putea fi realizată prin aproximarea funcţiei $J^*(\varphi_1)$. Pentru aceasta, se observă mai întâi că din bilanţul de consum de puteri efectuat anterior, rezultă că hotărâtor în variaţia momentului de inerţie redus $J^*(\varphi_1)$ este termenul $400 \cdot J^*_3(\varphi_1)$, datorat încărcării ţevilor cu firul depus, restul termenilor din expresia (7.5) ai lui $J^*(\varphi_1)$, periodici, aşa cum rezultă din relaţiile (1.33), (1.37), (1.53) şi (1.71) în φ_1 de perioadă fundamentală:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\dfrac{88{,}293 \cdot z_{28}}{z_6 \cdot z_9 \cdot z_{27} \cdot z_{29} \cdot i_{12} \cdot i_{34}}} \tag{7.56}$$

putând fi înlocuiţi cu valoarea lor medie, constantă, notată în continuare cu simbolul J^*_m, adică se va putea scrie:

$$J^*(\varphi_1) = J^*_m + 400 \cdot J^*_9(\varphi_1) = (J^*_n + 400 \cdot J_9) + 400 \cdot J_9(\varphi_1) \tag{7.57}$$

$J_9(\varphi_1)$ fiind momentul de inerţie al straturilor depuse pe una din ţevi la un moment dat al levatei, iar J_9 fiind momentul de inerţie al fusului respectiv împreună cu ţeava goală. Faptul că la depunerea fiecărui strat de fir, momentul de inerţie faţă de axa sa de rotaţie al ansamblului fus - cops creşte cu aceeaşi cantitate, permite să se aproximeze variaţia momentului de inerţie $J_9(\varphi_1)$ cu o variaţie liniară în unghiul de rotaţie al fusului, care,

la rândul lui, este direct proporțional cu unghiul de rotație al rotorului, adică se va putea accepta aproximarea:

$$400 \cdot J_9(\varphi_1) = p \cdot \varphi_1 \qquad (7.58)$$

factorul de proporționalitate p putând fi determinat experimental.

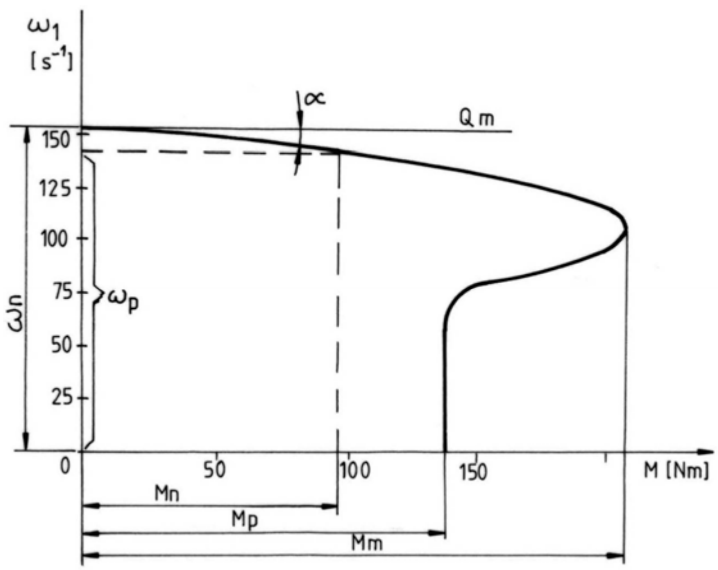


Fig. 7.7

Rezultă deci următoarea expresie pentru momentul de inerție $J^*(\varphi_1)$:

$$J^*(\varphi_1) = (J_m + 400 \cdot J_9) + p \cdot \varphi_1 \qquad (7.59)$$

cu:

$$\frac{dJ^*}{d\varphi_1} = p \qquad (7.60)$$

Introducând notația:

$$J + J^*_m + 400 \cdot J_g = J = \text{constant} \qquad (7.61)$$

coeficientul lui $\ddot{\varphi}$ din ecuația (7.42) va putea fi înlocuit cu coeficientul aproximativ:

$$J^0 + J^*(\varphi_1) \approx J + p \cdot \varphi_1 \qquad (7.62)$$

În baza relațiilor (7.48), (7.51), (7.55) şi (7.62), ecuația diferențială (7.42) a funcționării maşinii de filat, corespunzătoare mişcării ei în regim permanent va putea fi înlocuită cu ecuația aproximativă:

$$(J + p\cdot\varphi_1)\cdot\ddot{\varphi}_1 + \frac{p}{2}\cdot\dot{\varphi}_1^{\,2} = (-0{,}82\cdot h + \frac{1}{tg\alpha}\cdot\omega_n) - 0{,}18\cdot\frac{h}{\kappa}\cdot\varphi_1 - \frac{1}{tg\alpha}\cdot\dot{\varphi}_1 \quad (7.63)$$

În cazul când funcţionarea maşinii se realizează astfel încât punctul de funcţionare de pe caracteristica motorului să fie situat într-o zonă cu α foarte mic - ceea ce se şi recomandă, pentru a menţine constantă turaţia fuselor - se va putea accepta o nouă aproximare:

$$\ddot{\varphi}_1 \approx 0 \quad (7.64)$$

în baza căreia ecuaţia (7.63) ia forma:

$$\frac{p}{2}\cdot\dot{\varphi}_1^{\,2} + \frac{1}{tg\alpha}\cdot\varphi_1 + (-0{,}82\cdot h + 0{,}18\cdot\frac{h}{\kappa}\cdot\varphi_1\cdot\frac{1}{tg\alpha}\cdot\omega_n) = 0 \quad (7.65)$$

Ultima relaţie va permite să se găsească poziţiile punctelor de funcţionare corespunzătoare începutului ($\varphi_1 = 2\pi N_0$) şi sfârşitului ($\varphi_1 = 2\pi N = k$) levatei, ordonatele ω_1' şi ω'' ale acestor puncte reprezentând rădăcinile reale pozitive ale ecuaţiilor:

$$\frac{p}{2}\cdot\omega_1^{\,2} + \frac{1}{tg\alpha}\cdot\omega_1 + (0{,}82\cdot h + 0{,}18\cdot\frac{h}{\kappa}\cdot N_0 - \frac{1}{tg\alpha}\cdot\omega_n) = 0 \quad (7.66)$$

respectiv:

$$\frac{p}{2}\cdot\omega_1^{\,2} + \frac{1}{tg\alpha}\cdot\omega_1 + (h - \frac{1}{tg\alpha}\cdot\omega_n) = 0 \quad (7.67)$$

La rândul ei, ultima relaţie mai poate fi folosită la stabilirea caracteristicilor ω_n şi α ale motorului ce trebuie ales pentru acţionarea unei maşini proiectate, căreia i se prestabileşte o viteză unghiulară de regim ω_1.

Pentru funcţionarea maşinii în faza de demarare şi de frânare, au fost efectuate studii experimentale, concretizate în graficele din figurile 7.8 şi 7.9.

Curbele respective evidenţiază caracterul uniform variat al mişcării maşinii în aceste faze şi anume uniform accelerat în faza de pornire şi uniform încetinit în etapa frânării.

Ecuaţia diferenţială (7.63) va putea fi considerată ca valabilă şi pentru cele două faze în regim tranzitoriu ale maşinii de filat - faza pornirii maşinii şi faza opririi ei la sfârşitul levatei - cu condiţia de a se înlocui cu termenul $\left[\frac{1}{tg\alpha}\cdot(\omega_n - \dot{\varphi}_1)\right]$, reprezentând forţa generalizată motoare, cu

termenul corespunzător situației funcționării pe porțiunea AB a caracteristicii mecanice a motorului, porțiune care va putea fi aproximată, de asemenea, cu un segment de dreaptă de pantă:

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{\omega_1^*}{\mathcal{M}_m - \mathcal{M}_p} \tag{7.67}$$

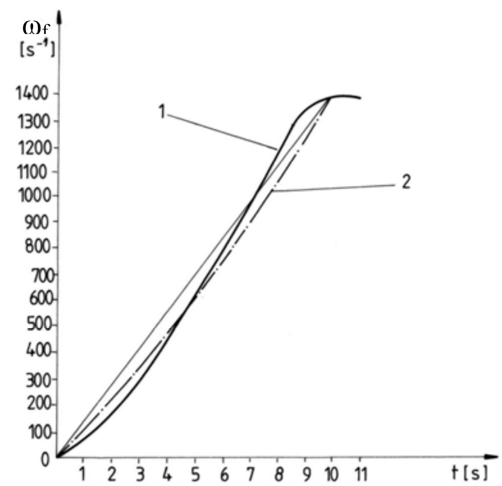


Fig. 7.8

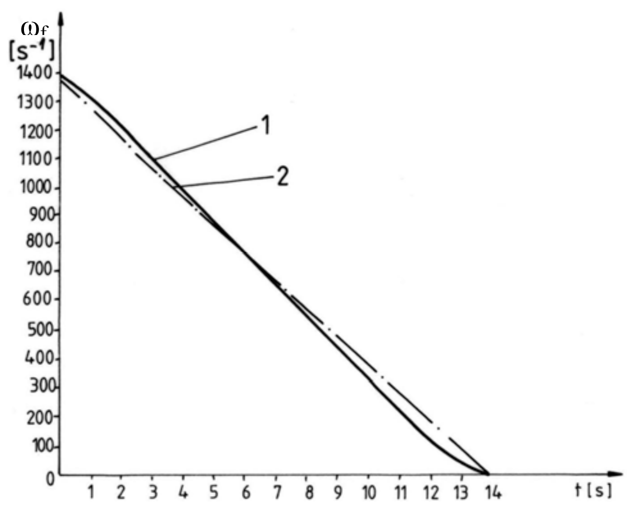


Fig. 7.9

Rezultă deci:

$$Q_m = \mathcal{M} = \mathcal{M} \cdot p + \frac{1}{tg\beta} \cdot \dot{\varphi}_1 \tag{7.68}$$

iar introducerea acestui termen în ecuaţia (7.63) în locul termenului $\left[\frac{1}{tg\alpha} \cdot (\omega_n - \dot{\varphi}_1)\right]$ va face ca această ecuaţie să capete forma:

$$(J + p \cdot \varphi_1) \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{p}{2} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2} = (-0{,}82 \cdot h + \mathcal{M}_p) - 0{,}18 \cdot \frac{h}{\kappa} \cdot \varphi_1 + \frac{1}{tg\beta} \cdot \dot{\varphi}_1 \tag{7.69}$$

Sub această formă, ecuaţia va descrie şi mişcarea maşinii de filat cu inele în cele două faze de regim tranzitoriu, aşa cum se va arăta în continuare.

a) – *Faza de pornire a maşinii*

Întrucât durata acestei faze este foarte mică, de ordinul a 10 secunde, unghiul φ_1 va avea, chiar la sfârşitul fazei, o valoare relativ mică; dacă se mai ţine seama şi de valorile foarte mici ale constantelor p şi h din ecuaţia diferenţială (7.69), se vor putea accepta aproximaţiile:

$$p \cdot \varphi_1 \approx 0; \quad \frac{h}{\kappa} \cdot \varphi_1 \approx 0 \tag{7.70}$$

Pe de altă parte, datorită aceleiaşi valori foarte mici a constantei p, variaţia parabolică cu $\dot{\varphi}_1$ a termenului neliniar $\frac{p}{2} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2}$ din ecuaţia (7.66) (curba 1 din figura 7.10) va putea fi aproximată, pentru intervalul $\left[0, \omega_1 \approx \omega_1^*\right]$ de variaţie a vitezei unghiulare $\dot{\varphi}_1$, cu o variaţie liniară (curba 2 din figura 7.10), conform ecuaţiei:

$$\frac{p}{2} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2} \approx tg\beta \cdot \dot{\varphi}_1 = \frac{p}{2} \cdot \omega_1^* \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2} \tag{7.71}$$

Luând în consideraţie aproximările (7.70) şi (7.71), va rezulta următoarea formă simplificată pentru ecuaţia diferenţială (7.63):

$$\ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{J} \cdot \left(\frac{p}{2} \cdot \omega_1^* - \frac{1}{tg\beta}\right) \cdot \dot{\varphi}_1 = \frac{1}{J} \cdot (-0{,}82 \cdot h + \mathcal{M}_p) \tag{7.72}$$

Introducând, pentru simplificarea calculelor, notaţiile:

$$\begin{cases} \frac{1}{J} \cdot \left(\frac{p}{2} \cdot \omega_1^* - \frac{1}{tg\beta}\right) = a_1 \\ \frac{1}{J} \cdot (-0{,}82 \cdot h + \mathcal{M}_p) = b_1 \end{cases} \tag{7.73}$$

ecuaţia diferenţială (7.72) va mai putea fi retranscrisă sub forma:

$$\ddot{\varphi}_1 + a_1 + \varphi_1 = b_1 \tag{7.74}$$

iar soluţia ei generală va avea forma:

$$\varphi_1 = C_1 + C_2 \cdot e^{-a_1 t} + \frac{b_1}{a_1} \cdot t \tag{7.75}$$

cu:

$$\dot{\varphi}_1 = -a_1 \cdot C_2 \cdot e^{-a_1 t} + \frac{b_1}{a_1} \tag{7.76}$$

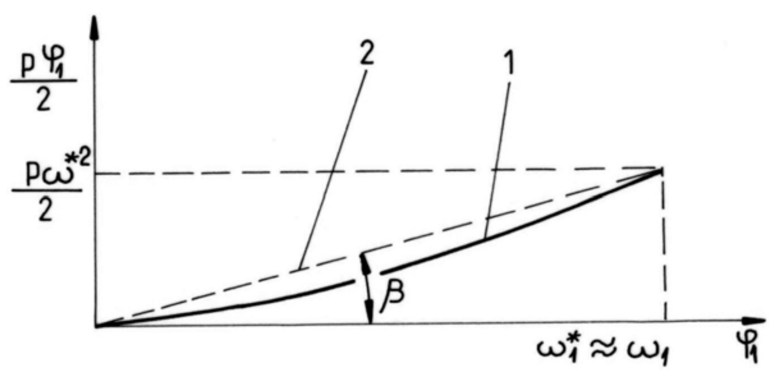


Fig. 7.10

Introducând în relaţiile (7.75) şi (7.76) condiţiile iniţiale corespunzătoare acestei faze, adică:

$$t = 0 \quad \left\{ \varphi_{1(0)} = 0; \dot{\varphi}_1(0) = 0 \right\} \tag{7.77}$$

rezultă sistemul de ecuaţii algebrice în constantele de integrare C_1 şi C_2:

$$\begin{cases} 0 = C_1 + C_2 \\ 0 = -a_1 \cdot C_2 + \dfrac{b_1}{a_1} \end{cases} \tag{7.78}$$

cu rădăcinile:

$$C_2 = -C_1 = \frac{b_1}{a_1^2} \tag{7.79}$$

şi deci introducerea acestor valori în ecuaţia (7.75) va conduce la următoarea ecuaţie finită, descriind mişcarea maşinii în faza de pornire:

$$\varphi_1 = \frac{b_1}{a_1^2} \cdot (e^{-a_1 t} - 1) + \frac{b_1}{a_1} \cdot t \tag{7.80}$$

cu

$$\dot{\varphi}_1 = -\frac{b_1}{a_1} \cdot e^{-a_1 t} + \frac{b_1}{a_1} = \frac{b_1}{a_1} \cdot (1 - e^{-a_1 t}) \tag{7.81}$$

Impunând condiţia ca această funcţie să treacă prin trei puncte caracteristice ale curbei reale care descrie mişcarea maşinii în această fază (curba 1, ridicată experimental – figura 7.7) şi anume:

$t = 0$	$t = 5$ s	$t = 10$ s
$\dot{\varphi}_1 = 0$	$\dot{\varphi}_1 = 607$	$\dot{\varphi}_1 = 1356$

s-au determinat valorile constantelor sistemul de mai jos:

$$\begin{cases} 1356 = \dfrac{b_1}{a_1} \cdot (1 - e^{-10t}) \\ 607 = \dfrac{b_1}{a_1} \cdot (1 - e^{-5t}) \end{cases}$$

S-au obţinut valorile:

$a_1 = -0,042$;

$b_1 = 108,96$

care au permis trasarea curbei (2) din figura 7.7.

Curba variaţiei lui $\dot{\varphi}_1$ în funcţie de timp – figura 7.7, confirmă în mare măsură justeţea modelării precedente a funcţionării maşinii de filat cu inele în faza de pornire a ei.

b). – *Faza de oprire*

În această fază de mişcare în regim tranzitoriu unghiul φ_1 din expresiile termenilor ecuaţiei (7.69) are valoarea practic constantă în tot timpul fazei, egală cu:

$$\varphi_1 = 2\,\pi.N \tag{7.82}$$

În ceea ce priveşte termenul $\frac{p}{2} \cdot \dot{\varphi}_1^{\,2}$, el va putea fi aproximat şi acum cu expresia (7.71) .

Rezultă deci că în faza de oprire a maşinii, ecuaţia (7.69) va lua forma:

$$\ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{J+2\cdot\pi\cdot p\cdot N}\cdot\left(\frac{p}{2}\cdot\omega_1^* - \frac{1}{tg\beta}\right)\cdot\dot{\varphi}_1 = \frac{1}{J+2\cdot\pi\cdot p\cdot N}\cdot(-0{,}82\cdot h + \mathcal{M}_p - 0{,}18\cdot\frac{h}{\kappa}\cdot 2\cdot\pi\cdot N) \tag{7.83}$$

Se introduc notațiile:

$$\frac{1}{J+2\cdot\pi\cdot p\cdot N}\cdot\left(\frac{p}{2}\cdot\omega_1^* - \frac{1}{tg\beta}\right) = a_2 \tag{7.84}$$

$$\frac{1}{J+2\cdot\pi\cdot p\cdot N}\cdot(-0{,}82\cdot h + \mathcal{M}_p - 0{,}18\cdot\frac{h}{\kappa}\cdot 2\cdot\pi\cdot N) = -b_2 \tag{7.85}$$

Forma ecuației (7.8) devine:

$$\ddot{\varphi}_1 + a_2\cdot\dot{\varphi}_1 = -b_2 \tag{7.86}$$

Analogia ecuațiilor diferențiale (7.86) şi (7.74) permite să se scrie direct soluția generală a mişcării maşinii în faza de oprire, soluție de forma (7.75), adică:

$$\varphi_1 = C_1' + C_2'\cdot e^{-a_2 t} - \frac{b_2}{a_2}\cdot t \tag{7.87}$$

cu :

$$\dot{\varphi}_1 = -a_2\cdot C_2'\cdot e^{-a_2 t} - \frac{b_2}{a_2} \tag{7.88}$$

constantele de integrare, C_1' şi C_2' , urmând a fi determinate prin introducerea în relațiile (7.87) şi (7.88), a condițiilor inițiale corespunzătoare acestei situații:

$$t = 0 \quad \left\{\varphi_{1(0)} = 0;\ \dot{\varphi}_1(0) = \omega_1^*\right\} \tag{7.89}$$

ceea ce conduce la sistemul de ecuații algebrice:

$$\begin{cases} 0 = C_1' + C_2' \\ \omega_1^* = -a_2\cdot C_2' - \dfrac{b_2}{a_2} \end{cases} \tag{7.90}$$

cu rădăcinile:

$$C_2^{'} = -C_1^{'} = -\frac{1}{a_2} \cdot (\omega_1^* + \frac{b_2}{a_2}) \tag{7.91}$$

Prin introducerea valorilor (7.91) în soluția generală (7.87) se obține următoarea ecuație finită a mişcării maşinii de filat în faza de oprire a ei, la sfârşitul levatei:

$$\varphi_1 = \frac{1}{a_2} \cdot (\omega_1^* + \frac{b_2}{a_2}) \cdot (1 - e^{-a_2 t}) - \frac{b_2}{a_2} \cdot t \tag{7.92}$$

cu

$$\dot{\varphi}_1 = (\omega_1^* + \frac{b_2}{a_2}) - e^{-a_2 t} - \frac{b_2}{a_2} \tag{7.93}$$

Impunând şi aici condițiile:

t = 0	t = 7 s	t = 14 s	ω_1^* = 1356
$\dot{\varphi}_1$ = 1356	$\dot{\varphi}_1$ = 660	$\dot{\varphi}_1$ = 0	

din sistemul:

$$\begin{cases} 660 = (1356 + \frac{b_2}{a_2}) \cdot e^{-7a_2} - \frac{b_2}{a_2} \\ 0 = (1356 + \frac{b_2}{a_2}) \cdot e^{-14a_2} - \frac{b_2}{a_2} \end{cases}$$

au fost determinate valorile constantelor a_2 şi b_2:

a_2 = 0,00758;

b_2 = 91,78

Cu ajutorul acestor constante a putut fi reprezentată funcția (7.93) în figura 7.9 (curba 2).

Pentru ambele faze de funcționare ale maşinii - pornire şi oprire - curbele din figurile 7.8 şi 7.9 permit să se tragă concluzia că această modelare matematică a funcționarii maşinii corespunde în foarte mare măsură realității.

Se observă că prin determinarea constantelor a_1, b_1 şi a_2 ,b_2 s-a creat posibilitatea determinării experimentale a mărimilor p, h, β şi J, caracteristice maşinii.

Capitolul 8

FUSE TEXTILE

8.1. Construcția fuselor textile

8.1.1. Clasificarea fuselor textile

Soluțiile constructive pentru fusele textile au evoluat pe parcursul multor ani.

Introducerea rulmentului cu role la lagărul superior a constituit un moment important în construcția fuselor, întrucât a deschis calea creşterii substanțiale a vitezelor de exploatare şi a duratei de funcționare (brevet al firmei SKF-Norma-Kirner, RFG, 1921).

În ultimii 30 de ani au apărut numeroase lucrări în care se analizează noi soluții, cu performanțe de exploatare îmbunătățite, accentul fiind pus pe folosirea amortizoarelor pentru lagărul inferior al fusului.

La maşinile de filat şi de răsucit cu inel şi cursor se folosesc în prezent diferite variante constructive de fuse dependente şi de caracteristicile materiei prime utilizate, precum şi ale firului rezultat.

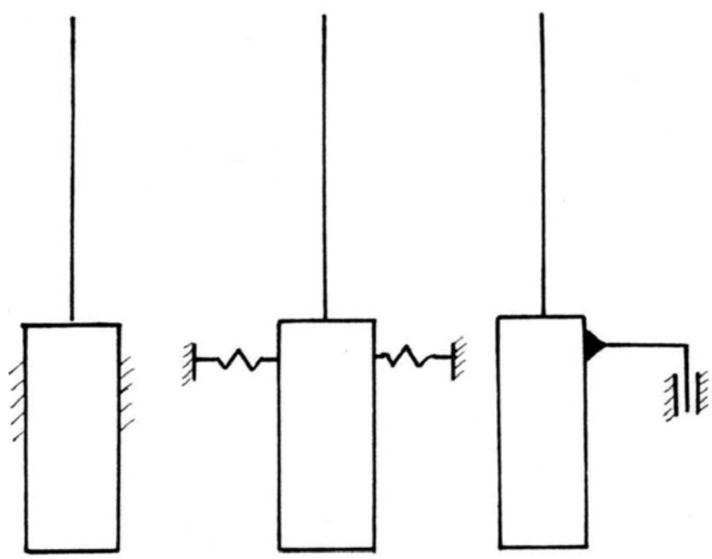
În literatura de specialitate se întâlnesc diferite clasificări. Drept criterii de bază pentru clasificare sunt conturate următoarele:

- modul de prindere de banca fuselor;
- încărcarea fusului (masa tijei + masa bobinei);
- forma constructivă a părții superioare a tijei;
- sistemul de acționare a fuselor;
- mobilitatea tijei;
- tipul constructiv al suportului tijei.

După *modul de prindere al fusului pe maşină* se disting două tipuri constructive: fără braț rotitor şi cu braț rotitor - figura 8.1. În ambele variante, prinderea cupei față de bancă se poate realiza cu elemente rigide de legătură sau elastice, prin intermediul unor bucşe şi inele de cauciuc, arcuri etc.

Tipul de braț rotitor se foloseşte la maşinile la care levata se efectuează individual (fusul trebuie îndepărtat de organul de acționare pentru înlocuirea bobinei pline).

Prinderea rigidă asigură o precizie mai ridicată de montaj pentru ansamblul fus-inel-cursor (frecvent utilizată la fuse uşoare şi mijlocii), iar prinderea clasică îmbunătățeşte condițiile dinamice de funcționare, în mod deosebit la fusele grele.



a) b)

Fig. 8.1

Prinderea rigidă este rezolvată la majoritatea fuselor cu ajutorul unor flanşe şi piulițe – figura 8.2; există tendința de a se utiliza o prindere a cupei fusului de bancă, prin intermediul unor ajustaje presate - figura 8.3.

După *încărcarea fuselor* acestea se pot grupa în trei categorii - tabelul 8.1.

Tabelul 8.1

Încărcarea fusului (g)

Mod de prindere	Categorie fus		
	uşoară	medie	grea
Fuse cu braț rotitor	<150	150-450	>450
Fuse fără braț rotitor	<250	250-700	>700

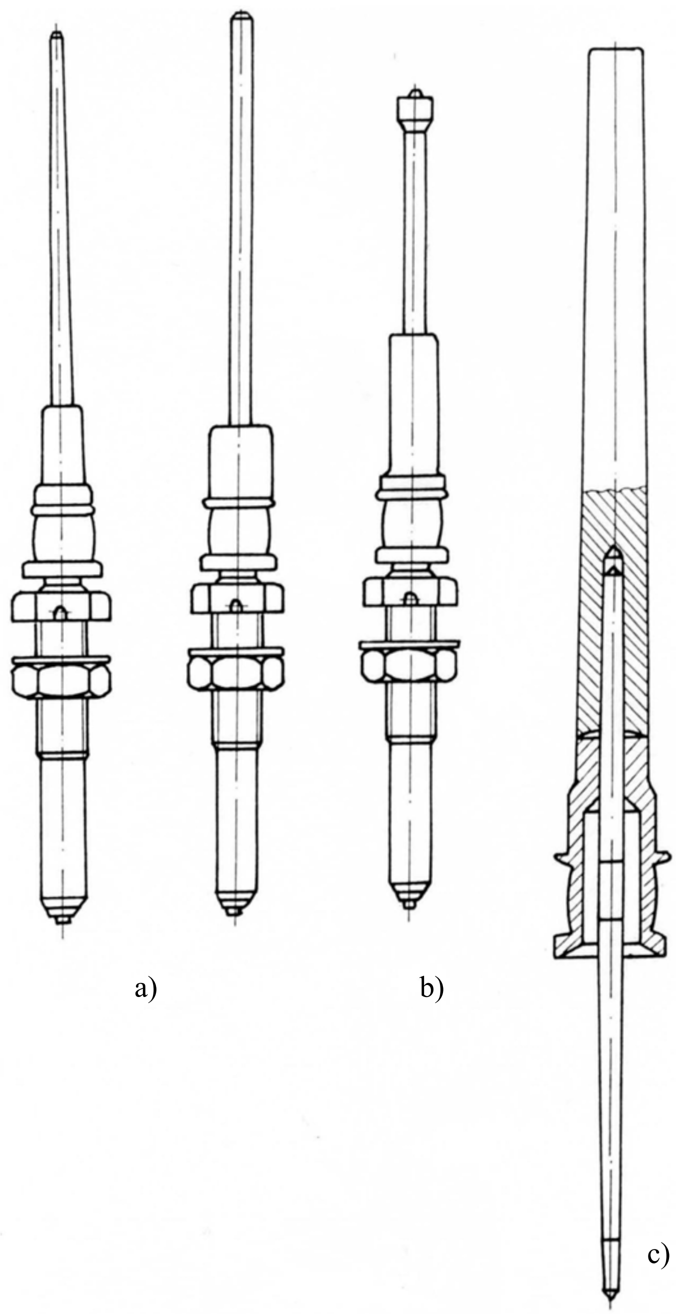


Fig. 8.2

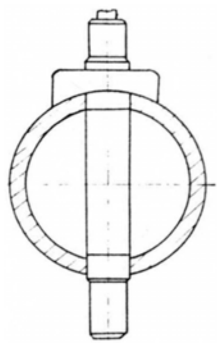


Fig. 8.3.

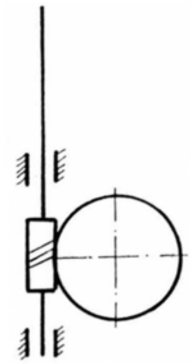


Fig. 8.4

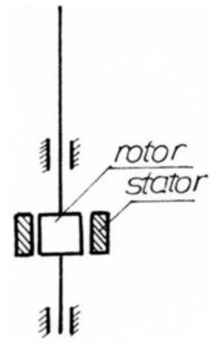


Fig. 8.5

După forma constructivă a părţii superioare a tijei se întâlnesc:

- simplă, pentru mosoare şi suporţi de bobină rigizi - figura 8.2 a);
- cu tijă şi cap de centrare pentru mosoare - figura 8.2 b);
- cu tijă şi înveliş, pentru suporţi de bobină subţiri (carton, mase plastice) - figura 8.2 c).

După sistemul de acţionare a fuselor se deosebesc:

- fuse acţionate prin curele - figura 8.2;
- fuse cu acţionare electrică - figura 8.5;
- fuse acţionate prin roţi dinţate elicoidale - figura 8.4.

Antrenarea tangenţială prin curele lungi (pe număr mare de fuse) utilizată pe scară din ce în ce mai largă, asigură coeficienţi de alunecare cu valori scăzute de 1 ... 2% faţă de 3 ... 5% la curele textile, pentru transmisiile la număr mic de fuse (1 ... 4 fuse). Se manifestă tendinţa de extindere a acţionării cu electromotor, soluţie care se pretează la o exploatare automatizată a maşinilor. Sistemul de acţionare influenţează construcţia fuselor şi a utilajelor respective.

După mobilitatea tijei majoritatea sunt cu tijă rotitoare - figura 8.6; au fost realizate şi fuse cu tijă fixă - figura 8.7, puţin răspândite. Datele prezentate în această lucrare se referă numai la fusele cu tijă rotitoare, fără braţ auxiliar.

Pentru suporţii tijelor fuselor textile sunt cunoscute, printre altele, două criterii de clasificare:

După modul de legare a lagărelor faţă de cupă suporţii se grupează:

- cu lagăre legate rigid - figura 8.8 a);
- cu lagăr inferior legate elastic - figura 8.8 b);
- cu ambele lagăre legate elastic - figura 8.8 c).

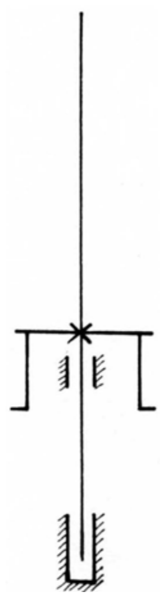


Fig. 8.6

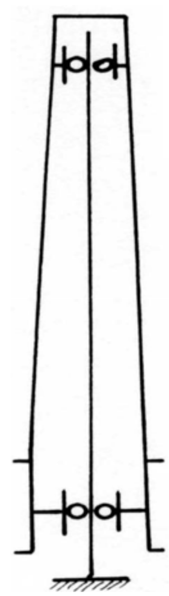
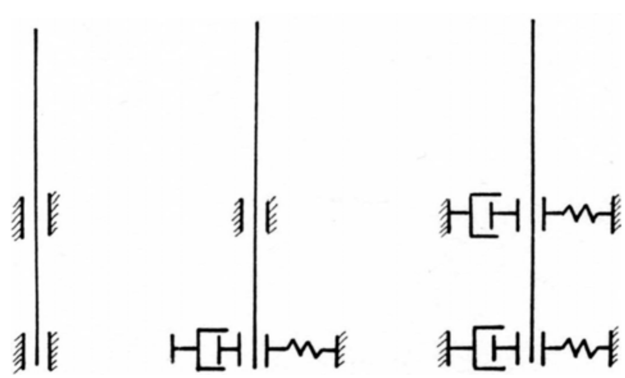


Fig. 8.7



a) b) c)

Fig. 8.8

Suporții cu lagărele legate rigid față de cupă s-au folosit la primele construcții de fuse fără să ofere condiții corespunzătoare în exploatare.

După sistemul de amortizare a vibrațiilor tijei fusului sunt suporți cu:
- frecare de alunecare, la construcțiile vechi;
- frecare de alunecare combinată cu sisteme hidraulice;
- sisteme hidraulice la construcțiile moderne.

La amortizarea numai pe cale hidraulică se elimină frecarea de alunecare dintre piesele în contact şi se asigură, în afară de o eficientă amortizare a vibrațiilor, condiții mai bune pentru menținerea pe durate mult majorate a calităților de ungere ale uleiului din cupa fusului.

La tipurile grele de fuse, la care există o legătură elastică între cupă şi bancă (arcuri elicoidale, inele de cauciuc) se obține, pe lângă o amortizare a ansamblului tijă-cupă şi o micşorare a forțelor care se exercită asupra lagărelor, cu consecințe favorabile asupra duratei de funcționare şi asupra consumului de putere.

8.1.2. Suporți pentru fusele textile

8.1.2.1. Condiții impuse pentru exploatare

Un fus textil trebuie să funcționeze cu amplitudini ale vibrațiilor tijei cât mai mici cu putință, pentru a se menține în poziție centrată față de inel. Îndeplinirea acestei cerințe este dificilă pe măsură ce cresc turațiile de exploatare şi dezechilibrul bobinei. Abaterea de la această condiție conduce la creşterea frecvenței de rupere şi calitate necorespunzătoare a firului, productivitate scăzută. Se impune totodată un consum redus de putere, durabilitate mare pentru lagăre (8-10 ani), întreținere economică (schimbul uleiului la 1500 ... 20000 ore funcționare).

Aspectele menționate sunt legate de soluția adoptată pentru lăgăruirea tijei fusului textil, de caracteristicile elastice, de amortizare şi de toleranțele de execuție.

Realizarea obiectivelor cu privire la funcționarea corectă a fuselor textile impune îndeplinirea unor condiții dintre care importanță deosebită prezintă acelea ce se referă la vibrațiile tijei fusului.

a) *Viteza critică fundamentală* ω_o *trebuie să aibă valori apreciabil mai mici decât vitezele de exploatare ale fusului* - figura 8.9, pentru ca unghiul de fază în zona vitezelor de regim să tindă la valoarea de 180^o beneficiindu-se în acest fel de fenomenul de autostabilizare; se obțin pe această cale valori reduse pentru amplitudinea vibrațiilor tijei la turațiile de exploatare. Această condiție impune valori scăzute pentru rigiditatea rezemării, îndeosebi a lagărului inferior, dar şi a porțiunii de tijă dintre lagăre.

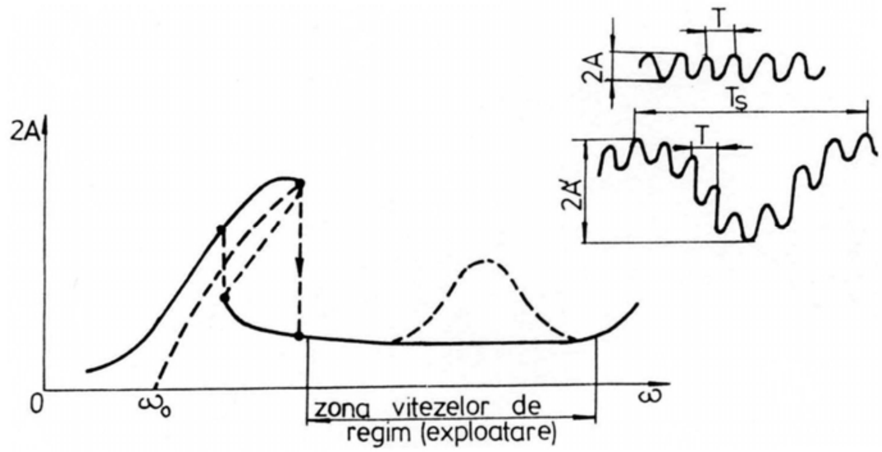


Fig. 8.9

Valorile dublei amplitudini la capătul superior al tijei, în zona turațiilor de lucru, pentru fuse cu bobine dezechilibrate, nu depăşesc aprox. 0,35 mm la fuse uşoare şi mijlocii şi 0,45 mm la fuse grele, în condiții normale de exploatare.

Cu privire la zona vitezelor de exploatare valorile maxime posibile de realizat din punct de vedere al tehnologiei de filare şi răsucire sunt limitate de forțele de întindere din fir care cresc odată cu mărirea vitezei fusului şi de viteza maximă suportată de cursor în vederea încălzirii excesive, la temperaturi de peste (300.....400)^{o}C, ce conduc la uzură accentuată a acestuia. De exemplu, la fusele uşoare turațiile maxime de lucru ating valori de 18000 ... 20000 rot/min. Limita inferioară se află în apropierea zonei de rezonanță, acolo unde valorile dublei amplitudini a vibrațiilor coboară sub limitele admise.

b) *Curba de rezonanță* din zona vitezei critice ω_o să fie aplatizată în vederea obținerii unor amplitudini cu valori relativ scăzute, astfel încât la trecerea prin viteza critică, în special la oprirea maşinii, bobina plină să nu se atingă de cursor - figura 8.8. Această condiție se obține prin utilizarea unor elemente cu rigiditate neliniară (crescătoare), de obicei pentru rezemarea lagărului inferior, ceea ce conduce la ω_o variabil; se micşorează astfel valorile amplitudinilor. Aplatizarea este influențată şi de utilizarea unor sisteme adecvate de amortizare a vibrațiilor. La rezonanță fusele moderne ating valori de 0,7 ... 0,9 mm pentru dubla amplitudine la capătul superior al tijei.

c) *Fenomenele de rezonanță subarmonică* din zona vitezelor de exploatare să fie evitate; astfel de fenomene pot să apară datorită caracteristicilor neliniare ale elementelor elastice de la reazeme şi a jocurilor mărite din lagăre; dacă această condiție nu este îndeplinită, în zonele respective apar valori majorate ale amplitudinilor care pot depăşi limitele admise – figura 8.8.

d) *Traiectoria axei tijei fusului să fie apropiată de cerc*, în timpul funcționării cu bobină dezechilibrată; realizarea acestei condiții impune un sistem radial simetric de susținere elastică a lagărelor şi de amortizare față de cupa fusului; se asigură astfel o tensionare minimă a firelor, datorită deplasării uniforme a cursorului pe inel. Traiectoria tijei fusului poate apare ca în figura 8.10, atunci când, în funcționare, pivotul tijei se ridică pe suprafața conică a crapodinei; această situație este creată de un dezechilibru mărit al bobinei şi joc radial necorespunzător în crapodină.

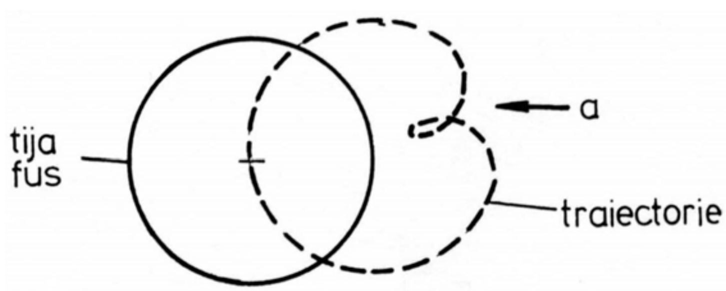


Fig. 8.10

Mişcarea în zona ***a*** provoacă accelerații mari pentru fir şi cursor, deci forțe de inerție majorate, care conduc la creşterea frecvenței de rupere a firului.

e) Capacitatea de menținere a unor *valori mici* pentru amplitudinea vibrațiilor tijei la *valori relativ ridicate pentru dezechilibrul bobinei*.

f) *Stabilitate pentru vibrațiile tijei* sub influența unor *factori perturbatori exteriori* cum sunt: îmbinările cureluşelor de antrenare, vibrațiile acestora şi a rolelor întinzătoare.

g) Obținerea unor încărcări reduse ale lagărului superior chiar la valori ridicate ale dezechilibrului bobinei cu scopul diminuării consumului

energetic, nivelului de zgomot şi creşterii durabilităţii lagărelor la turaţii înalte. În acest scop se folosesc soluţii cu rezemare elastică a lagărelor faţă de cupă şi a cupei faţă de banca fuselor.

8.1.2.2. Tipuri constructive de suporţi; caracteristici funcţionale

În acest paragraf sunt prezentate diferite tipuri constructive reprezentative de fuse textile cu tijă rotativă, fără braţ auxiliar folosite la maşini de filat şi răsucit sunt analizate soluţiile adoptate pentru suportul tijei, măsura în care sunt satisfăcute condiţiile menţionate anterior şi cauzele care limitează performanţele de exploatare.

În filaturi se întâlnesc cu precădere patru tipuri de suporţi: cu rotulă, cu tub flotant, cu doi rulmenţi şi cu amortizor hidraulic.

Întrucât suporţii cu amortizor hidraulic satisfac în mai mare măsură cerinţele de exploatare, prezentarea lor face obiectul unui paragraf separat, special destinat analizei numai acestui tip de suporţi.

a) Suport cu rotulă

Unul din fusele larg folosite anterior este cel la care se întâlneşte aşa-zisul suport cu rotulă – figura 8.11. Rulmentul cu role 1, cât şi crapodina 2 sunt montate prin ajustaje cu strângere în tubul 3. Partea superioară a tubului, prelucrată în formă de rotulă (sferică), este ghidată într-o cavitate corespunzătoare executată în cupa fusului 9 formând o articulaţie. Tubul de amortizare 7 este montat cu puţin joc faţă de partea inferioară a tubului 3. Arcul 4 apasă tubul pe suprafaţa conică corespunzătoare a inelului de frânare 8. Şurubul de fixare 6 plasat într-o crestătură a inelului de blocare 5 împiedică ridicarea cât şi rotirea acestuia. Pe acest inel de blocare se sprijină arcul în partea sa superioară.

Datorită soluţiei constructive prezentate, rotula este apăsată pe locaşul corespunzător de la cupă, iar tubul amortizor 7 pe inelul 9, permiţând ca tija fusului să se menţină în poziţie centrală împreună cu tubul 3 care totodată poate oscila, în limite mici, cu frecare pe suprafeţele sferică, respeciv conică. Cu piuliţa 10 se realizează fixarea de banca fuselor.

Fusele cu acest tip de suport fac parte din categoria celor cu reazeme rigid legate de cupă cu o oarecare elasticitate a subansamblului respectiv, ceea ce permite o funcţionare cu o centrare automată a tijei fusului. De îndată ce efectele dezechilibrului bobinei acţionează asupra părţii superioare a tijei în timpul exploatării, tubul 3 are posibilitatea să efectueze o mişcare oscilatorie limitată datorită articulaţiei sferice.

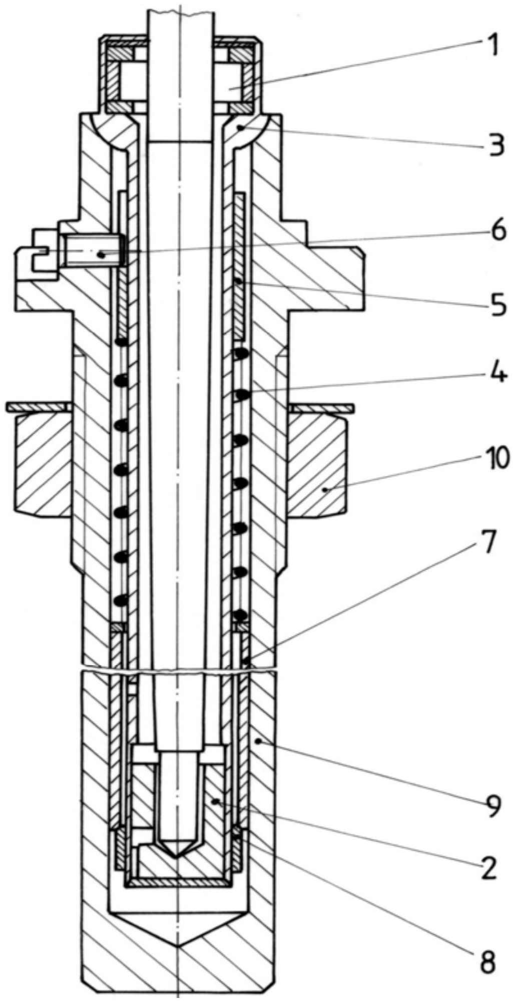


Fig.8.11

Amortizarea vibrațiilor tijei se obține pe de o parte prin frecare (dacă vibrațiile sunt puternice) în articulația sferică şi pe suprafața conică a inelului de frânare, iar pe de altă parte cu ajutorul uleiului aflat între tubul amortizor 7 şi tubul 3, respectiv cupa 8.

Dacă efectul dezechilibrului se diminuează tubul 3 cu tija îşi regăsesc rapid poziția lor centrată.

Fusul textil cu rotulă a fost primul din lume capabil să funcționeze timp îndelungat cu sarcini excesive datorită sistemului de amortizare a vibrațiilor care absoarbe numai energia oscilațiilor provocate de existența dezechilibrului.

Aceste fuse au fost elaborate şi lamsate în fabricație în anul 1931 de firma SKF cu simbolurile HM 238, HM 337, HM 434, HM 632, HM 731, HM 833 pentru formate (bobine) cu valori ale maselor de la 70 g la 1500 g; de asemenea după expirarea patentului SKF aceste fuse au fost adoptate de aproape firmele constructoare de fuse textile din lume.

În tabelul 8.2 sunt prezentate mărci de fuse cu rotulă ale unor renumite firme producătoare sub aspectul comportării la vibrații (viteza critică, dubla amplitudine la capătul superior al tijei, vitezea maximă de regim), iar în figurile menționate în tabel curbele de rezonanță pentru fusul gol (I) şi fusul cu bobină (II).

Tabelul 8.2

Marca fusului	Parametri bobinei		Turația critică (rot/min)		Dubla amplitudine (mm)*		Turația max. de regim (rot/min)	Obs.
	Înălți-me (mm)	Masă (g)	Fără bobină	Cu bobină	În zona de lucru	La rezonanță		
VNT 28-14 (CSI)	200	109	3500... ...4000	2500... ...2800	0,4...0,6	0,55...0,8	14000	Fig. 8.12 a)
VNT 28-14 (CSI)	200	125	4000... ...4500	2500... ...3500	0,4...0,53	1	14000	Fig. 8.12 b)
VNT 28-14 (CSI)	300	350	2500... ...2700	2000... ...2100	0,6...0,7	1,1	10000	Fig. 8.12 c)
SKF HM 434	255	153	-	-	0,35...0,4	-	10000	-
Platt (Anglia)	230	80	3500	2500	0,62...0,86	1,1	14000	Fig. 8.12 d)
OMS (Japonia)	180	90	3500	2000... ...2500	0,52...0,75	1,1	14000	Fig. 8.12 e)
Carnitti (Italia)	250	345	3000	2500	0,5...0,7	0,9	8000	Fig. 8.12 f)
Prince-Smith (Anglia)	230	127	3400	2700	0,25...0,75	0,95	12000	Fig. 8.12 g)

* - la capătul superior al tijei fusului cu bobină cu dezechilibru mijlociu.

Curbele au fost obținute cu bobina având un dezechilibru mijlociu, momentul de dezechilibru fiind cuprins între $1{,}5\text{x}10^{-4}$ N·m (la fuse ușoare și 10^{-3} N·m (la fuse grele).

Din datele prezentate în tabelul 8.2 și figura 8.12 se constată:

- toate fusele au viteza critică fundamentală situată la valori mici în raport cu vitezele de lucru;
- dubla amplitudine a vibrațiilor tijei la capătul superior în zona vitezelor de regim se situează la valori medii de 0,55....0,6 mm;
- dubla amplitudine la capătul superior al tijei, în zona de rezonanță, are valori medii de aproximativ 1 mm.
- turațiile maxime de regim sunt cuprinse între 10000 și 14000 rot/min;
- la unele fuse, apar în zona turațiilor de lucru și vibrații subarmonice – figura 8.10, care măresc apreciabil valoarea amplitudinii vibrațiilor.

Spre exemplu la fusul Prince-Smith – figura 8.12 g) la 10000 rot/min dubla amplitudine este de 0,75 mm față de valorile scăzute (sub 0,3 mm) întâlnite în zona 5000 – 8000 rot/min.

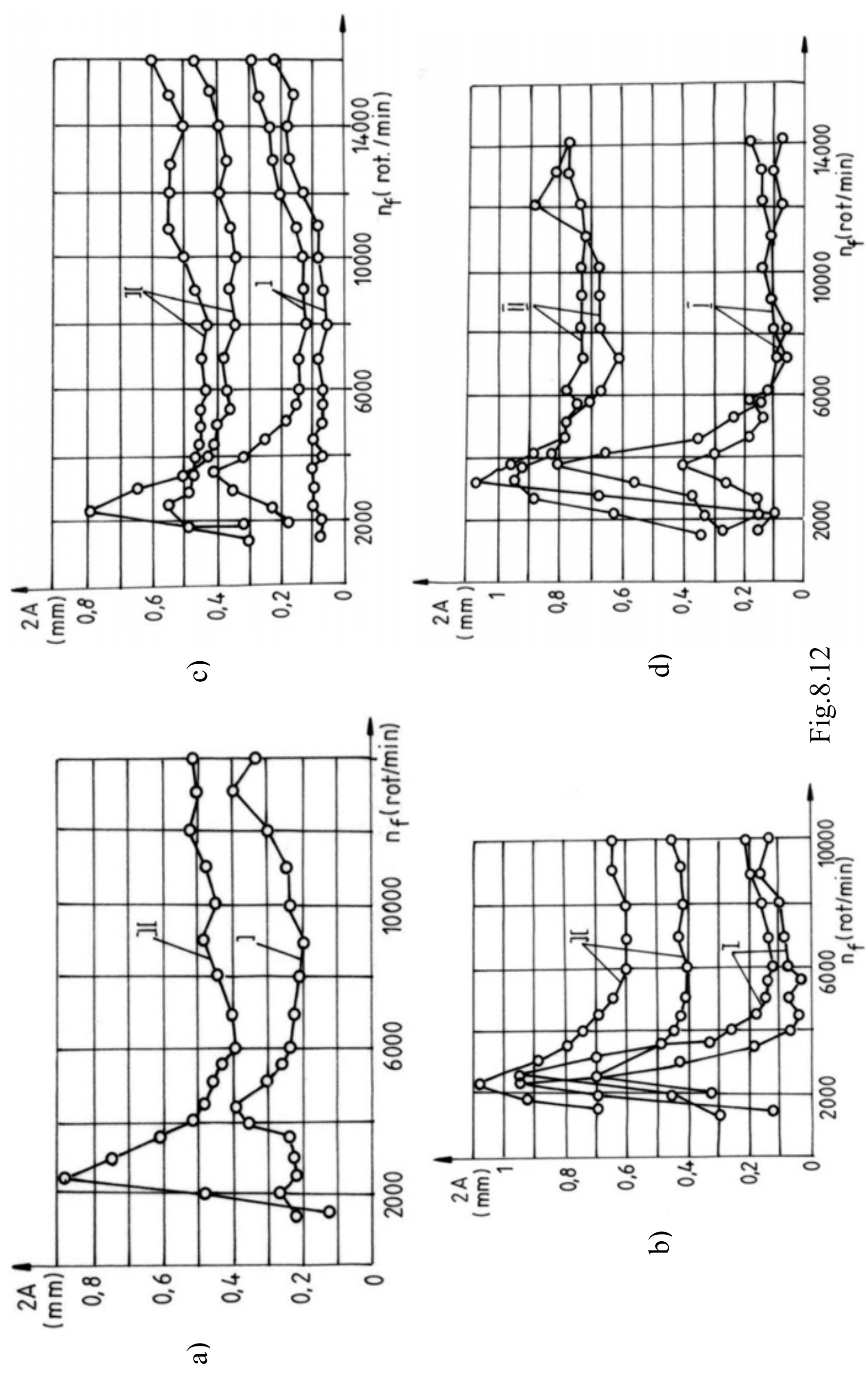


Fig.8.12

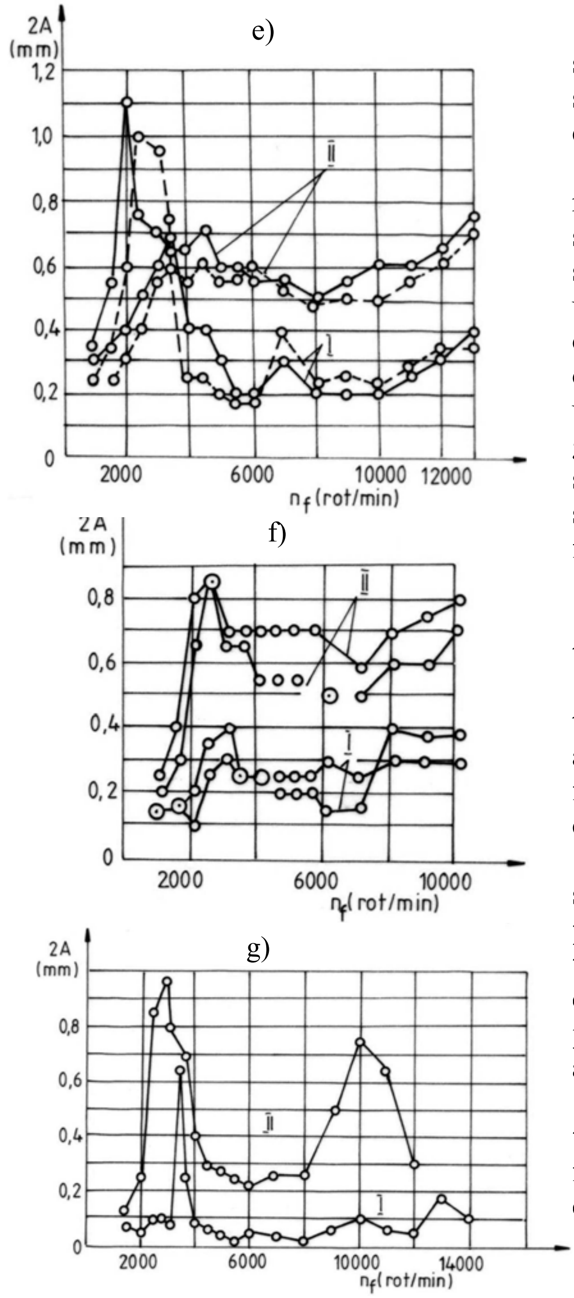


Fig. 8.12

La alte fuse apar oscilații subarmonice cu amplitudini şi mai mari care pot atinge chiar şi 2 mm.

În afară de cele menționate anterior tre-buie subliniat că pe suprafața sferică (sus) şi conică (jos) unde se manifestă frecarea de amortizare apar produse de uzură care degradează uleiul de ungere şi deseori gripări. Intervalul de schimbare a uleiului este situat între 3500-6500 ore de funcționare.

b) Suport cilindric cu tub flotant

Un alt tip de fus elaborat tot de SKF, în anul 1936, de asemenea larg răspândit, foloseşte suportul cilindric cu tub flotant – figura 8.13.

Rulmentul cu role 1, cât şi cra-podina 2 sunt montate prin ajustaje cu strângere în tubul cilindric 3; acesta față de cupa 6 prezintă un mic joc şi este apăsat pe cupă cu ajutorul arcului lamelar 4.

La partea inferioară a tubului cilindric se află tubul flotant 5 aşezat cu joc față de cupa 6.

Pe suprafaţa exterioară a tubului 3, în zona arcului lamelar, sunt executate canalele circulare 7. Şi acest fus face parte din categoria celor cu reazeme rigid legate.

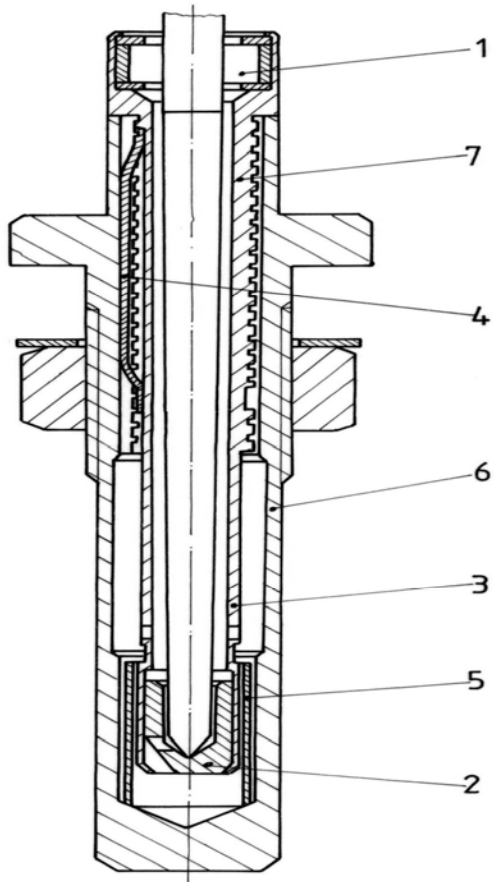


Fig 8.13

Soluţia constructivă asigură, în condiţii statice, o bună centrare a tijei fusului. În regim dinamic, datorită dezechilibrului bobinei, există tendinţa ca tubul cilindric 3 să se deplaseze limitat pe direcţie radială faţă de cupă. Intervin:

- forţa elastică dată de arcul lamelar;
- forţa de amortizare din pelicula de lubrifiant dintre cupă şi tubul flotant, peliculă în care apar presiuni hidrodinamice;
- forţa de frecare cu efect de amortizare, care se manifestă la contactul dintre baza tubului flotant şi cupă.

Aceste forţe ajută la menţinerea tijei fusului în poziţie centrală, în timpul funcţionării. Dacă intervine un deze-chilibru mare la bobină şi tubul 3 se deplasează faţă de cupă, arcul lamelar intervine cu rapiditate pentru readucerea pieselor în poziţie centrată. Canalele inelare 7 sunt destinate să diminueze uzura suprafeţelor respective.

Simbolurile pentru acest tip de fus fabricat de SKF sunt: HM 119, HM 216, HM 218, HM 317.

Şi alte ţări au adoptat această soluţie constructivă:

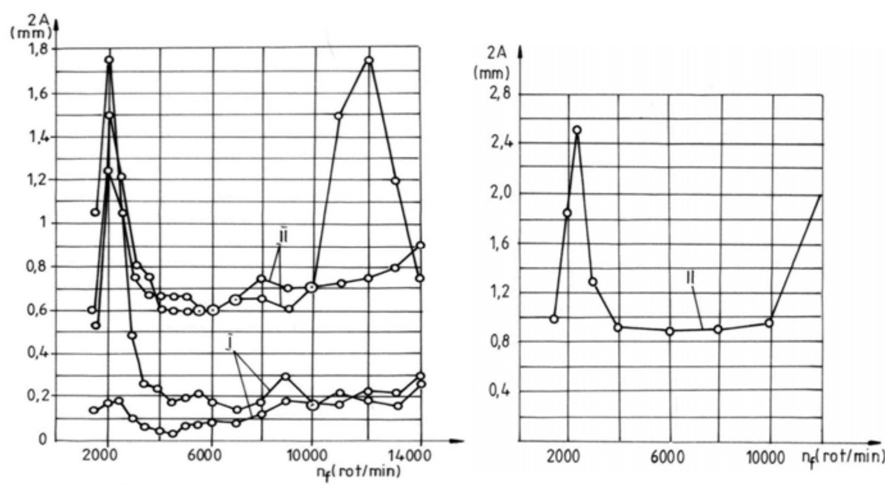
- CSI – cu simbolurile V 25-1, V 28-1, VN 25-3, VN 25-5/28;
- Anglia – firma Platt;
- România – cu simbolurile R_2......R_9 (S.C. Cugir S.A., 1952-1964).

Tabelul 8.3 conține date caracteristice cu privire la comportarea la vibrații a unor fuse cu suport cilindric cu tub flotant.

Tabelul 8.3

Marca fusului	Parametri bobinei		Turația critică (rot/min)		Dubla amplitudine (mm)*		Turația max. de regim (rot/min)	Obs.
	Înălțime (mm)	Masă (g)	Fără bobină	Cu bobină	În zona de lucru	La rezonanță		
V 25-1 (CSI)	-	-	7000	3750	-	-	-	-
V 28-1 (CSI)	-	-	5800... ...6500	2500... ...3500	-	-	-	-
VN 25-3 (CSI)	-	-	4000... ...5500	3000... ...3500	-	-	-	-
Platt (Anglia)	230	80	2500	2000	0,62...0,7	1,5...1,7	10000	Fig. 8.14 a)
SKF HM 317	250	125	-	2300	0,6...0,8	2...2,5	10000	Fig. 8.14 b)

* - la capătul superior al tijei fusului cu bobină cu dezechilibru mijlociu.



a) b)

Fig. 8.14

Urmărind datele din tabelul 8.3 şi figura 8.14 rezultă:

- şi la aceste fuse vitezele critice fundamentale au valori mici în raport cu cele de regim;
- dubla amplitudine a vibrației tijei la capătul superior în zona turațiilor de regim, pentru fusele cu bobină, capătă valori medii de 0,65 mm;

- dubla amplitudine la capătul superior al tijei în zona de rezonanță, pentru fusele cu bobină, poate atinge valori de 1,5...2 mm;

- turațiile maxime de regim la fusele uşoare se situează la valoarea de aproximativ 10000 rot/min;

- la turații peste 10000 rot/min apar deseori vibrații subarmonice – figura 8.14 a), cu valori foarte mari pentru dubla amplitudine.

Schimbul uleiului la aceste fuse se face la 4000...6500 ore de funcționare.

c) Suport cu doi rulmenți

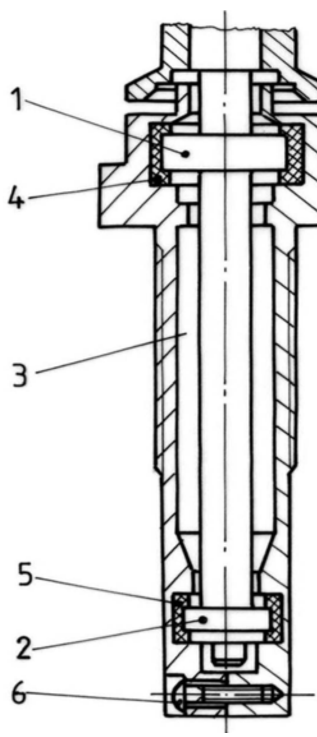


Fig. 8.15

Soluția care foloseşte doi rulmenți pentru rezemarea tijei fusului a fost puțin răspândită fiind lansată de firmele Hartford şi Roberts din SUA. Ca exemplu, în figura 8.15 este prezentată construcția unui fus Hartford.

Tija fusului se reazemă pe rulmenții cu bile 1 şi 2 montați față de cupa 3 prin intermediul inelelor din cauciuc 4 şi 5. Pentru operațiile de montare şi demontare cupa este alcătuită din două părți separate printr-un plan diametral; fixarea celor două părți se face cu ajutorul şuruburilor 6 şi 7.

Soluția constructivă este relativ simplă față de alte soluții întâlnite la fusele textile. Prezența inelelor de cauciuc care îmbracă rulmenții asigură o oarecare amortizare a vibrațiilor tijei datorită şi caracteristicilor elastice neliniare specifice cauciucului; de asemenea dacă rulmenții cu bile folosiți sunt executați cu precizie ridicată ar fi posibil să se obțină un nivel de zgomot mai scăzut. Întrucât gabaritul lagărului superior (diametrul măsurat la exteriorul inelului de cauciuc) este mare, roata de curea (nuca fusului) este amplasată pe tija fusului deasupra lagărului şi nu în dreptul acestuia aşa cum există aproape la toate fusele; astfel apar în lagăre, în timpul funcționării cu

dezechilibre întâlnite în mod curent la bobine, încărcări mai mari cu consecințe defavorabile asupra durabilității şi consumului de putere.

Pe de altă parte intervin aspecte legate de etanşare, de necesitatea ungerii rulmenților la intervale mai scurte față de alte tipuri de suporți, de durata majorată pentru demontare şi schimbarea lubrifiantului.

Sub aspect dinamic comportarea fuselor cu suporți cu doi rulmenți poate fi urmărită cu ajutorul exemplelor din tabelul 8.4 şi figura 8.16.

Tabelul 8.3

Marca fusului	Parametri bobinei		Turația critică (rot/min)		Dubla amplitudine (mm)*		Turația max. de regim (rot/min)	Obs.
	Înălți-me (mm)	Masă (g)	Fără bobină	Cu bobină	În zona de lucru	La rezonanță		
VB 28-2 (CSI)	180	73	5000	3500	0,48...0,67	3,5	16000	Fig. 8.16
Hartford (SUA)	180	-	3400	-	-	-	16000	-
Roberts (SUA)	280	-	2450	-	-	-	15000	-

* - la capătul superior al tijei fusului cu bobină cu dezechilibru mijlociu.

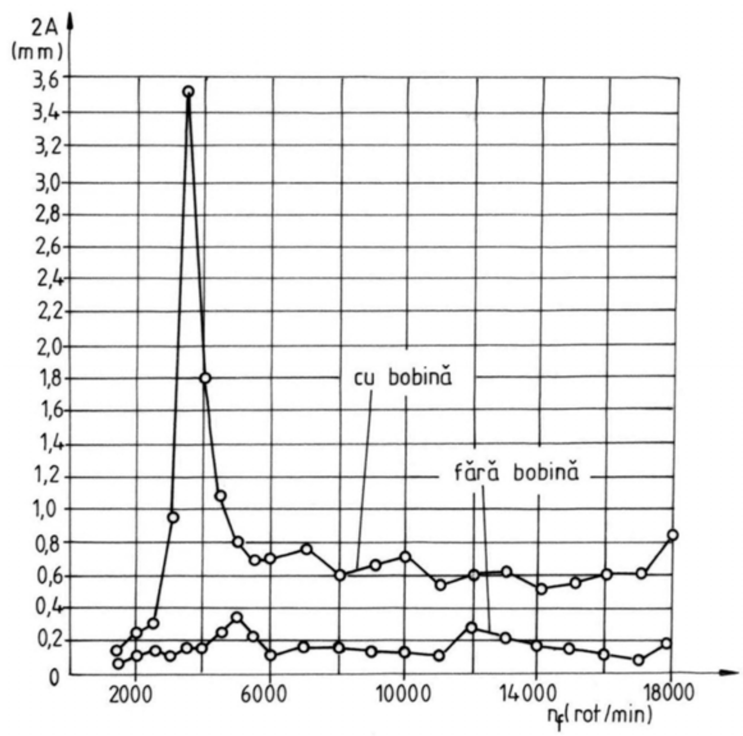


Fig. 8.16

Se pot face următoarele aprecieri:

- vitezele critice fundamentale sunt situate sub valorile vitezelor de regim;
- dubla amplitudine la capătul superior al tijei în zona vitezelor de regim are valori de 0,48...0,67 mm;
- dubla amplitudine la capătul superior al tijei în zona de rezonanță are valori mari, cum apar spre exemplu la fusele VB 28-2 de 3,5 mm;
- turațiile maxime de regim sunt cuprinse între 15000 şi 16000 rot/min.

8.1.3. Fuse textile cu amortizor hidraulic

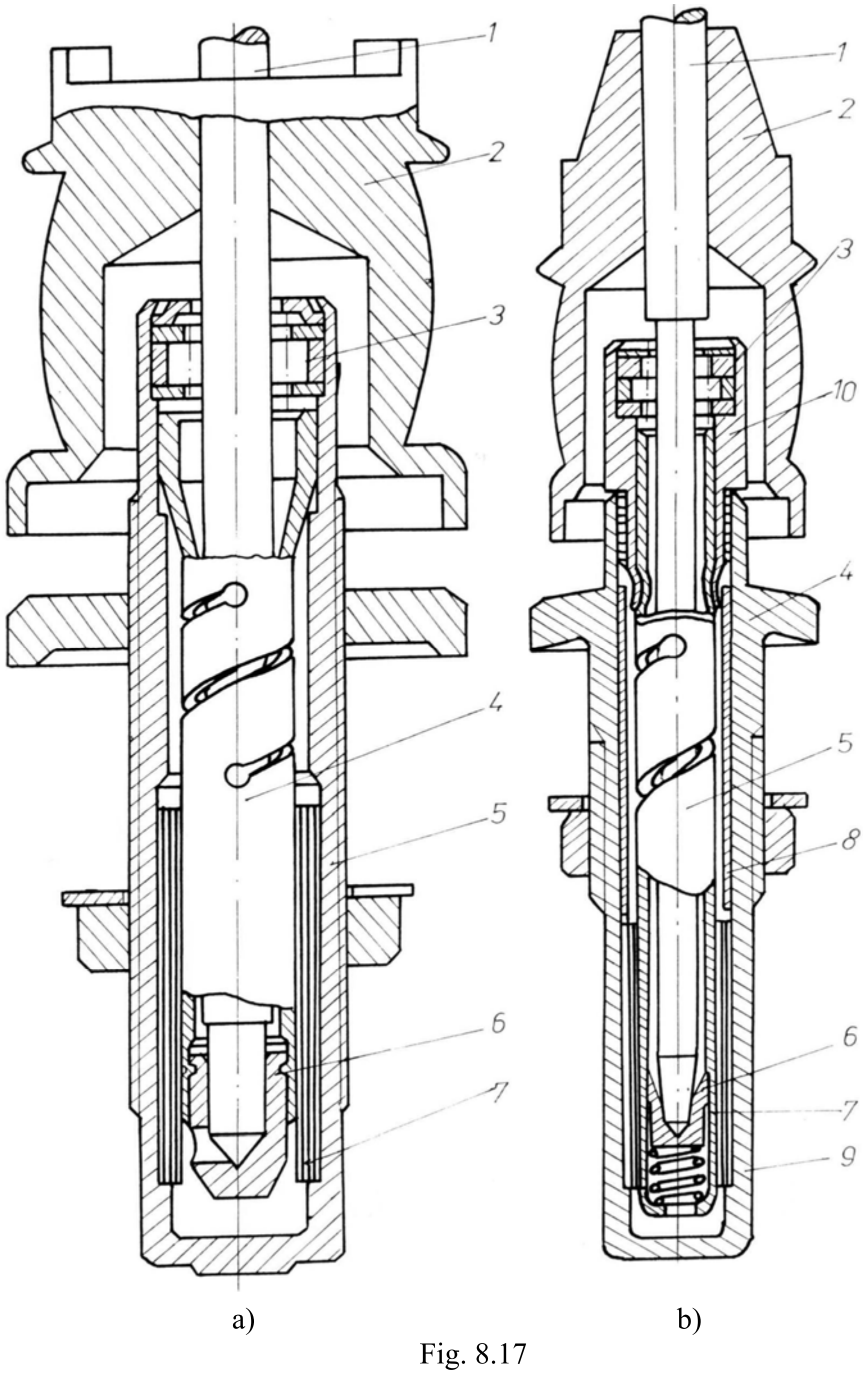
În anul 1955 firma SKF Stuttgart – Germania a lansat fuse cu amortizor hidraulic amplasat în dreptul lagărului inferior, conform soluției prezentată în figura 8.17; în principiu amortizorul hidraulic 7, situat între cupa 4 şi crapodina 6 este realizat dintr-o spirală din oțel permițând crapodinei să se deplaseze limitat în direcție radială. Uleiul aflat între spire este comprimat şi refulat de îndată ce tija fusului 4 vibrează. Forțele de frecare care apar prin deplasarea uleiului au efect de amortizare deosebit de eficace; viteza curgerii uleiului ca şi forțele interne de frecare cresc odată cu viteza fusului şi cu valoarea amplitudinii vibrațiilor; în aceste condiții are loc o creştere progresivă a capacității de amortizare care favorizează adaptarea automată la condițiile de lucru.

La fusele cu amortizor hidraulic readucerea tijei în poziție centrală față de cupă (şi de inelul pe care se deplasează cursorul) se obține prin utilizarea, în structura suportului tijei, a unor sisteme elastice care acționează asupra crapodinei cu forțe elastice corespunzătoare.

Întrucât la aceste fuse textile, frecările de amortizare au loc numai în peliculele de ulei, fiind eliminate frecările între diferite repere întâlnite, spre exemplu la suporții cu rotulă şi cu tub flotant, uleiul este menținut curat timp mai îndelungat, perioada de ungere fiind de 3...5 ori mai mare față de fusele menționate.

Un alt avantaj important este legat de posibilitatea exploatării la viteze de lucru ridicate, cu menținerea condițiilor de corectă funcționare, contribuindu-se astfel la creşterea producției maşinilor de filat şi răsucit.

În rezent majoritatea firmelor constructoare de fuse textile folosesc soluția suportului cu amortizor hidraulic; se menționează spre exemplu: SKF – Germania, Suessen – Germania, SMM – Elveția, Niponspindel NSK – Japonia, Kolomna – CSI, FR Cugir – România.



a) b)

Fig. 8.17

În acest paragraf sunt prezentate date privind atât soluțiile constructive existente care s-au impus în exploatare, cât şi unele soluții publicate în brevete de invenții.

Drept criteriu de grupare a soluțiilor cu amortizor hidraulic se foloseşte modul de legare a celor două lagăre: suporți cu lagăr inferior legat elastic față de cupă şi suporți cu amândouă lagărele legate elastic față de cupă.

8.1.3.1. Suporți cu lagăr inferior legat elastic față de cupă

Legătura elastică a lagărului inferior față de cupă asigură o rigiditate suficient de scăzută pentru ca viteza critică fundamentală să se mențină la valori coborâte; dacă crapodina este temporar deplasată radial datorită dezechilibrului bobinei sau altor factori, va reveni în poziție centrată datorită forțelor elastice.

a) Suporți fuse SKF

Soluția constructivă cea mai răspândită aparține firmei SKF, tipurile respective de fuse având simbolurile HF şi HZ - figura 8.17. Varianta HF destinată fuselor uşoare - figura 8.17 a), este prevăzută cu pivot conic la lagărul inferior; la varianta HZ - figura 8.17 b), lagărul inferior poate prelua, pe lângă sarcinile axiale, prin pivotul conic şi sarcinile radiale mai mari prin lăgăruire şi pe direcție radială, astfel încât această variantă se foloseşte la fusele mijlocii şi grele.

Fusul cu suport HF este alcătuit din tija 1, roata de curea 2 montată cu ajustaj cu strângere pe tijă, rulmentul 3 aşezat în caseta 10 îmbinată cu strângere în cupa 4, tubul flexibil 5 fixat în caseta 10, crapodina 6 introdusă în tubul 5, amortizorul hidraulic 7, bucşa distanțier 8 şi arcul 9 pentru atenuarea unor eventuale şocuri pe direcție axială, provenite de la introducerea brutală a țevilor pe tijă.

Fusul HZ conține repere asemănătoare de la 1 la 7. Legătura elastică dintre lagărul inferior şi cupă se obține prin tubul flexibil 4 care la modelul HF se îmbină cu carcasa rulmentului, iar la modelul HZ direct cu cupa, rulmentul fiind montat direct în cupă; flexibilitatea tubului se realizează prin intermediul unei tăieturi elicoidale executată în peretele acestuia. În astfel de condiții se asigură o rigiditate scăzută la încovoiere, necesară pentru o bună funcționare şi o aliniere a reperelor din structura subansamblului lagăre-tijă fus.

Amortizorul hidraulic în formă de spirală (cu aprox. 7 spire distanțate între ele cu circa 0,1 mm) este dimensionat astfel încât asigură prin

intermediul peliculelor de ulei dintre spire, forțele de amortizare necesare.

Uleiul aflat între spire este comprimat şi refulat de îndată ce tija fusului 4 vibrează. Forțele de frecare care apar prin deplasarea uleiului au efect de amortizare deosebit de eficace; viteza curgerii uleiului ca şi forțele interne de frecare cresc odată cu viteza fusului şi cu valoarea amplitudinii vibrațiilor; în aceste condiții are loc o creştere progresivă a capacității de amotizare care favorizează adaptarea automată la condițiile de lucru.

Crapodina se poate deplasa radial în anumite limite, atunci când acționează forțele de dezechilibru ale bobinei, fără să producă în tubul flexibil deformații remanente, condiție necesară pentru revenire la poziția centrală a tijei. Nici o piesă nu împiedică oscilațiile tubului flexibil, astfel încât se crează condiții pentru depăşirea cu uşurință a vitezelor critice; în plus, frecările de amortizare apar numai în peliculele de ulei din spirală şi nu între piesele componente; uleiul este menținut curat timp îndelungat, perioada de înlocuire fiind de 3....5 ori mai mare ca în cazul modelelor vechi de fuse.

Firma SKF execută suporți de fuse cu amortizor hidraulic într-o gamă dimensională largă – tabelul 8.5, pentru bobine cu masa de la cele mai mici până la valori de circa 15 kg.

Tabelul 8.5

Tip HF	ϕ tijă în rulment(mm)	Tip HZ	ϕ tijă în rulment(mm)
HF2	7,8	HZ 2	7,8
HF3	8,8	HZ 3	8,8
HF34	8,8	HZ 44	10
HF44	10	HZ 55	12
HF45	10	HZ 66	14
		HZ 68	14
		HZ 77	16
		HZ 19	19,27
		HZ 1900*	19,3
		HZ 2300*	22,9

*Nu se mai execută în prezent.

Adoptarea tipului de suport pentru condiții de exploatare cunoscute se face cu ajutorul diagramelor din figurile 8.18, 8.19 şi 8.20, luând în

considerare caracteristicile bobinei şi încărcarea axială conform figurii 8.21.

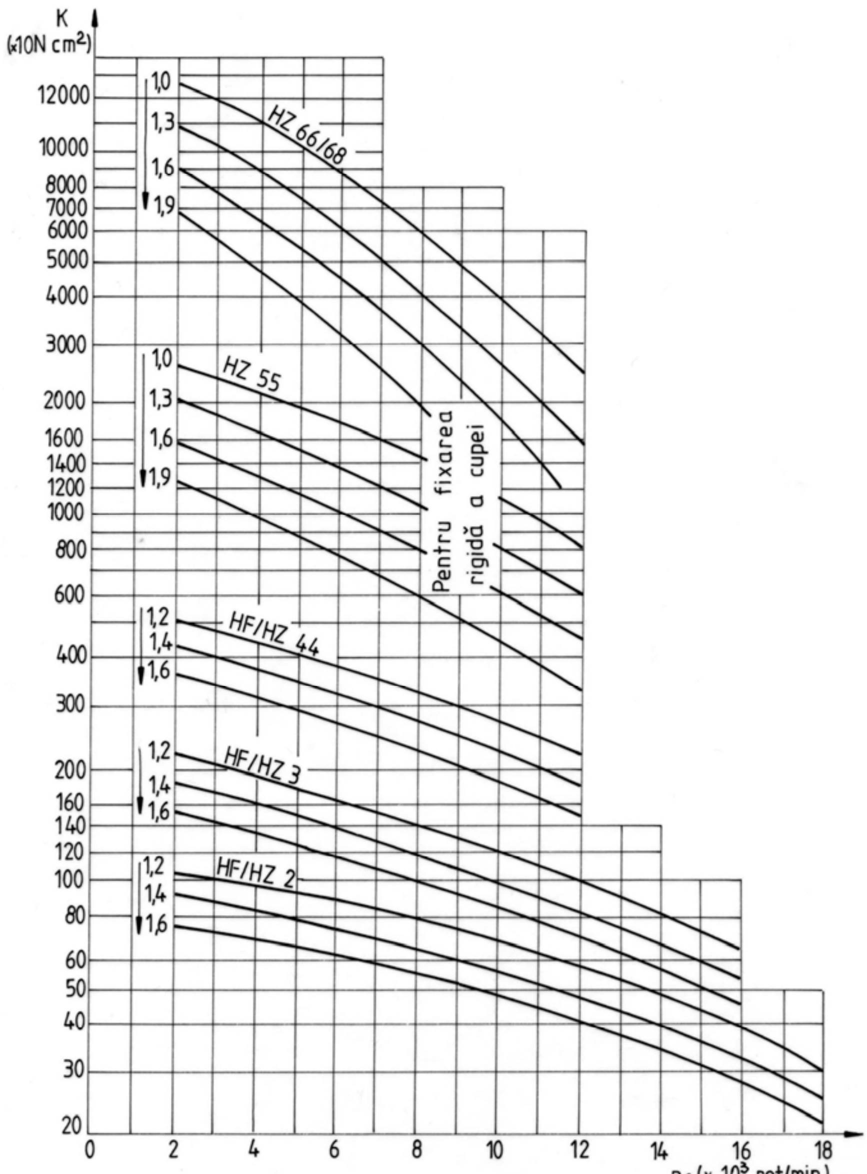


Fig. 8.18

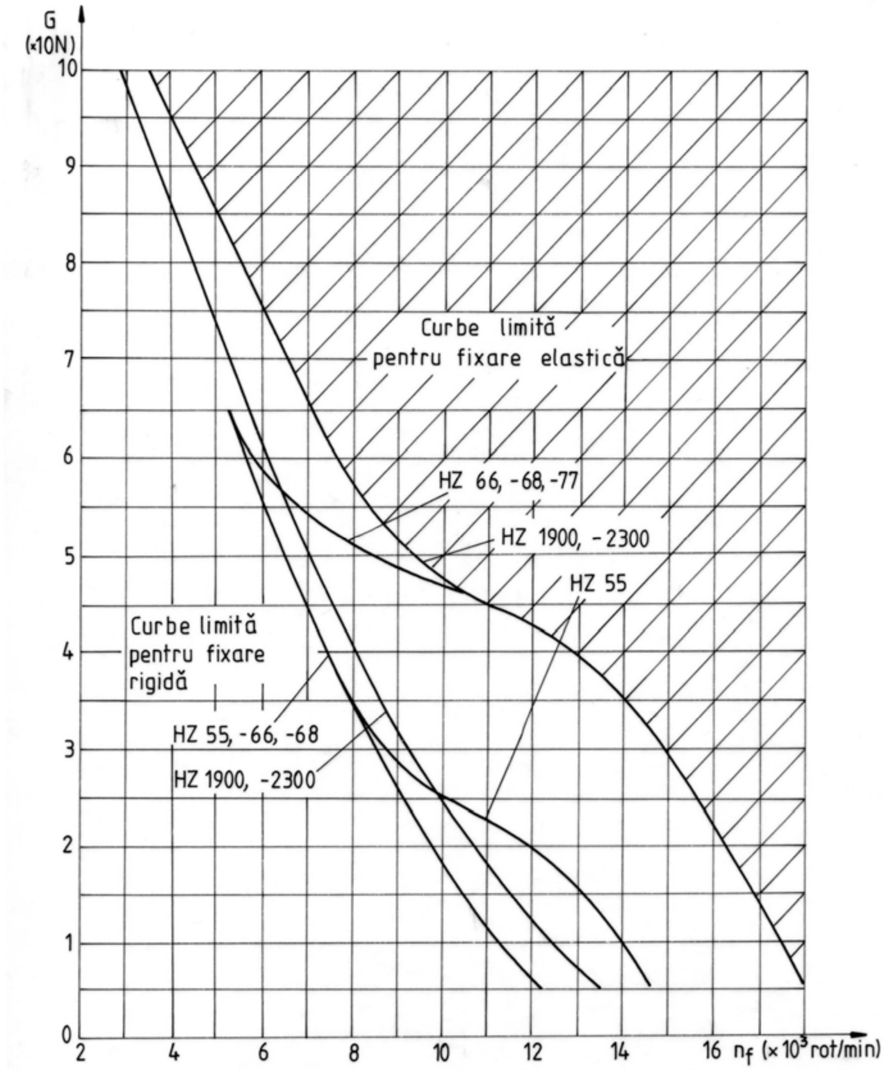


Fig. 8.19

Se foloseşte o cifră de calcul K, dată de relația:

K=b·f·G

în care b şi f depind de format şi se măsoară în cm, iar G este greutatea bobinei+tijă+mosor (în daN).

Parametrul Y din diagrame se adoptă cu valori care depind de construcția tijei şi calitatea mosorului sau țevii.

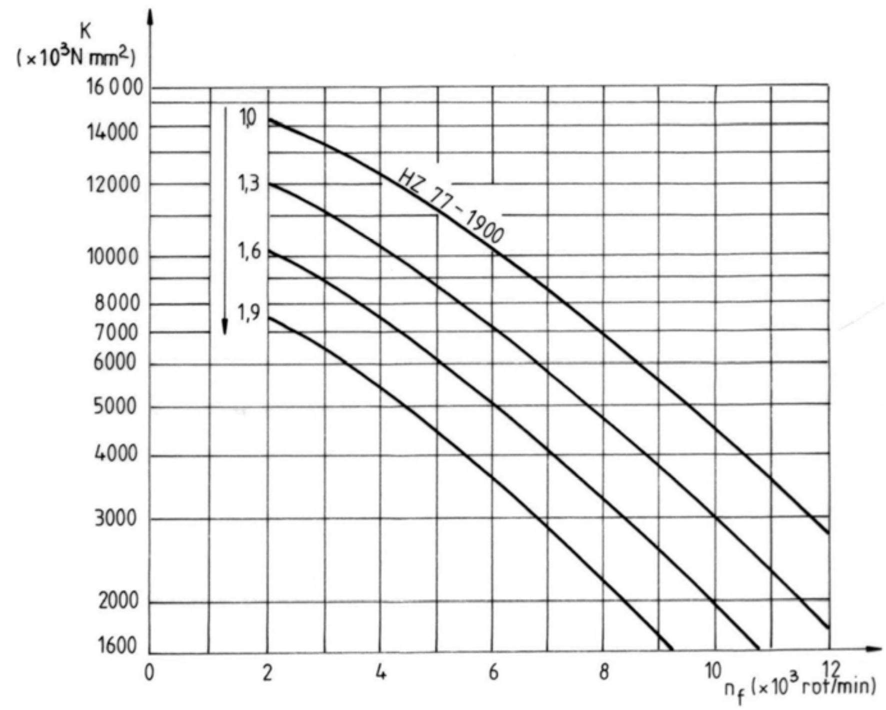


Fig. 8.20

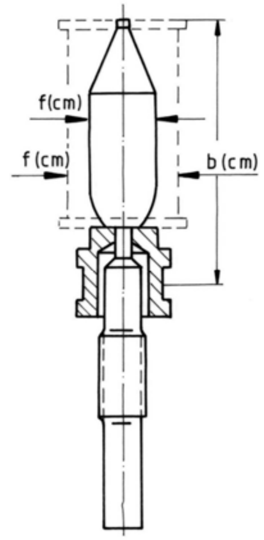


Fig. 8.21

Comportarea fuselor cu suporţi tip HF şi HZ cu privire la vibraţii este ilustrată de curbele de rezonanţă din figurile 8.22, 8.23, 8.24, 8.25, 8.26, 8.27 şi 8.28.

Aceste curbe au fost trasate pentru fuse reprezentative executate în România sub licenţă SKF, în cadrul unor studii efectuate la Universitatea Tehnică Iaşi. Datele prezentate se referă la fusele R_{10}-8,8, R_{20}, FR 200, FR 270, HZ 44, HZ55 şi HZ 55B.

Fusele R_{10}, R_{20} şi FR sunt prevăzute cu suporţi HF_2 şi fac parte din categoria uşoară (bobine cu masă până la 150 g). Fusele HZ 44 şi HZ 55B aparţin categoriei mijlocii, iar HZ 55 categoriei grea.

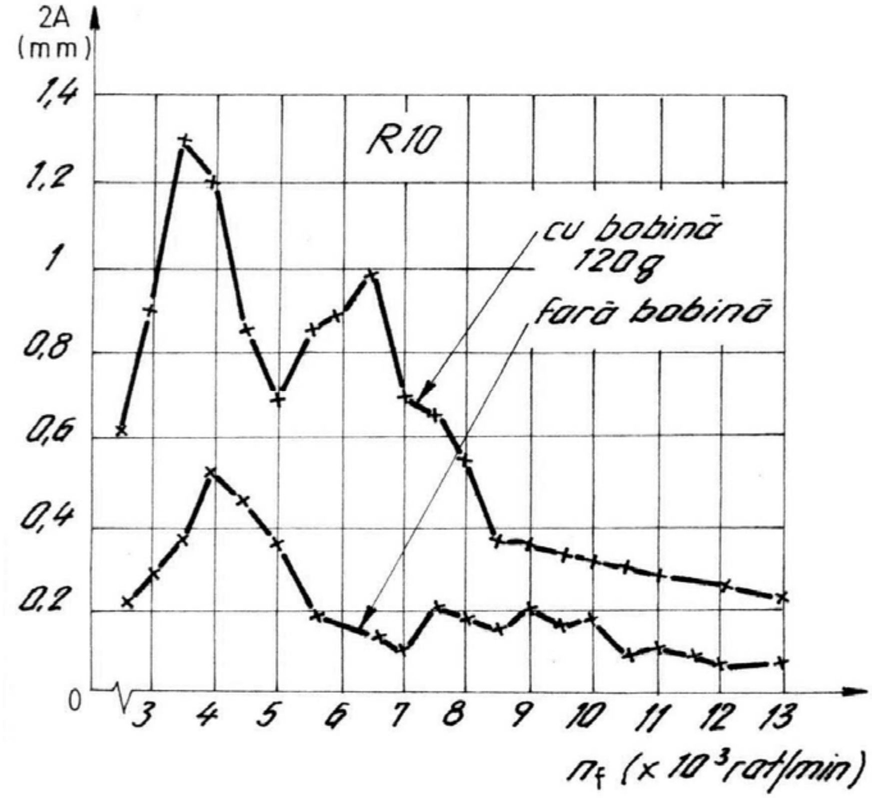


Fig. 8.22

Influența valorii dezechilibrului bobinei este pusă în evidență prin momentul de dezechilibru δ pentru care s-au luat atât valori scăzute (δ=0, δ=10^{-5} kg·m), cât şi valori mari peste acelea întâlnite în exploatarea curentă (δ=3x10^{-5}kg·m la fuse uşoare, δ=6x10^{-5}kg·m şi δ=12x10^{-5}kg·m la fuse grele); în locul bobinei reale s-a folosit o bobină echivalentă din metal la care dezechilibrul a fost provocat prin ataşarea unor mase cu valori adecvate .

Curbele de rezonanță prezentate în figurile 8.23, 8.25, şi 8.27 indică o comportare corespunzătoare în exploatare pentru fusele respective. În figurile 8.22, 8.24 şi 8.26 curbele de rezonanță arată unele abateri de la condițiile impuse de o funcționare corectă.

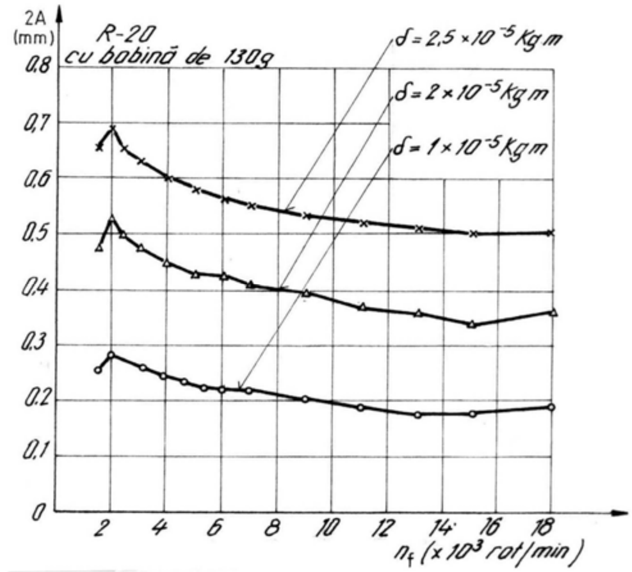


Fig. 8.23

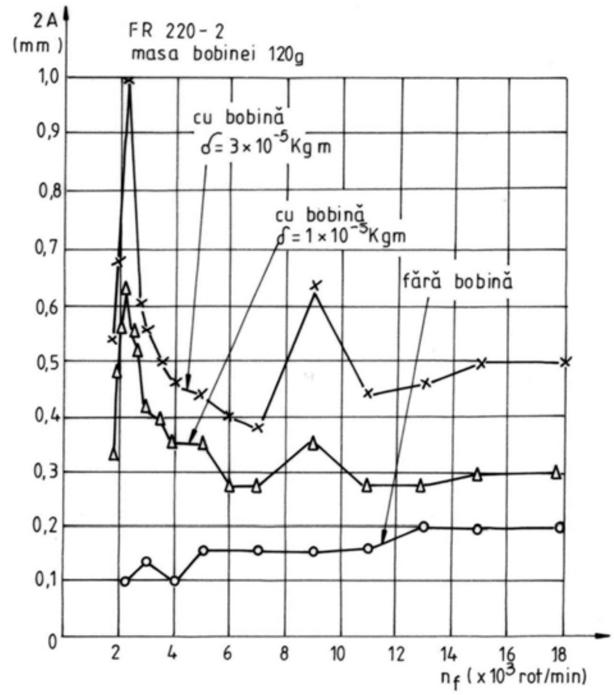


Fig. 8.24

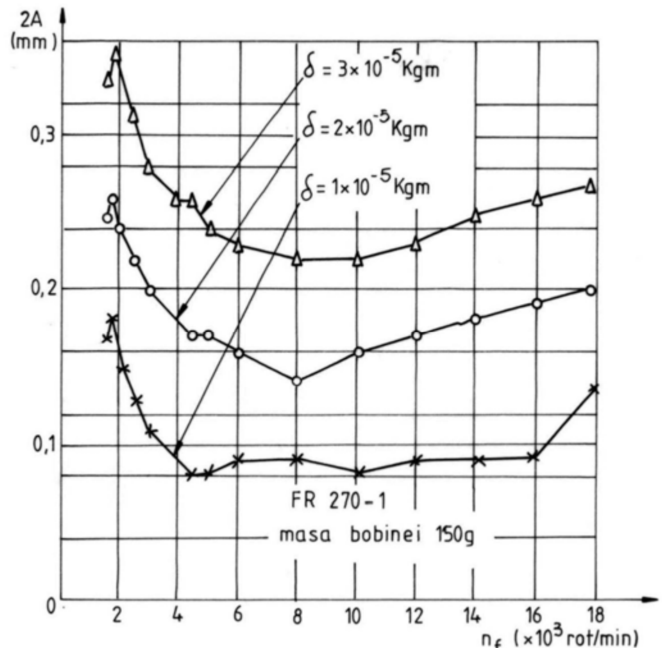


Fig. 8.25

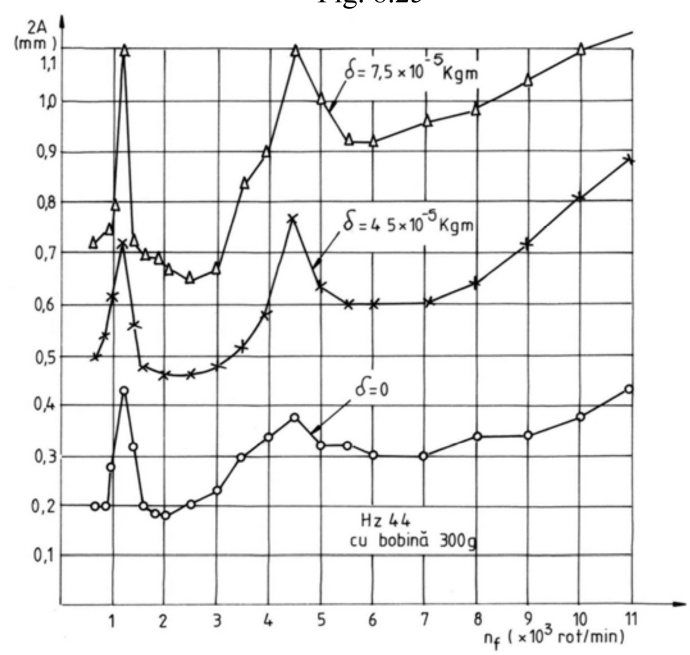


Fig. 8.26

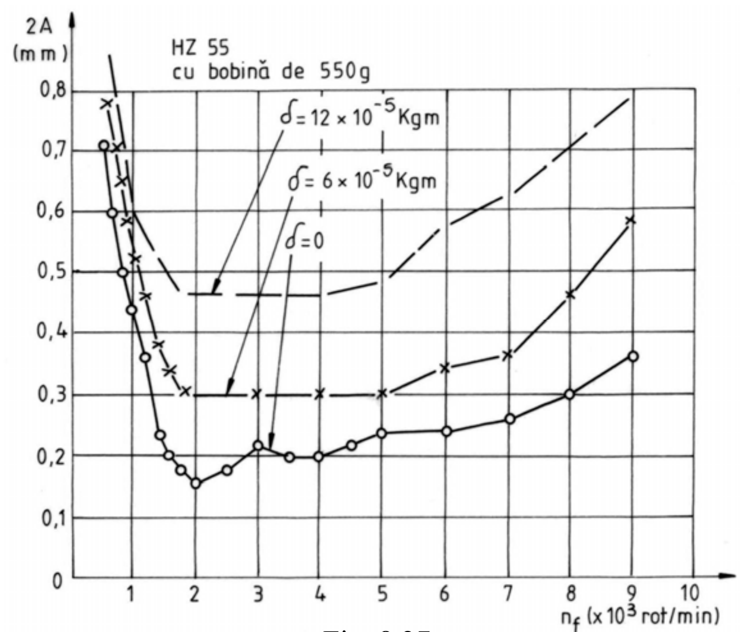


Fig. 8.27

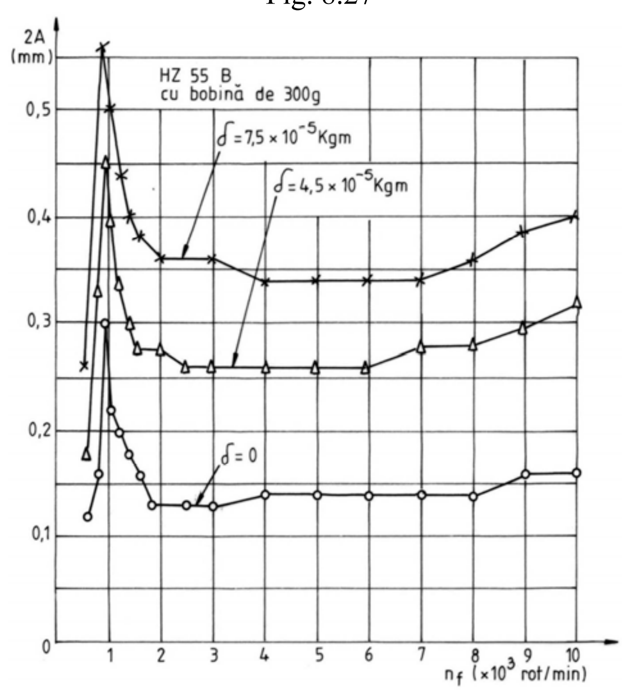


Fig. 8.28

Urmărind curbele de rezonanță menționate se desprind o serie de constatări pentru fusele cu amortizor hidraulic tip SKF:

- vitezele critice de ordinul I sunt situate la valori scăzute comparativ cu vitezele curente de exploatare;
- dubla amplitudine a vibrației tijei fusului la capătul superior,în zona vitezelor de regim, are valori care se înscriu în limitele 0,35 mm la fuse uşoare şi 0,45mm la fuse grele pentru funcționare cu bobine având momente de dezechilibru cu valori la limita întâlnită în exploatarea normală;
- dubla amplitudine la capătul superior al tijei, la rezonanță pentru fusele cu bobină dezechilibrată atinge valori până la 0,8........1mm;
- turațiile maxime de regim la fusele uşoare, sub aspect dinamic, pot atinge valoarea 20000 rot/min;
- la unele exemplare din loturile de fuse, apar vibrații subarmonice în zona vitezelor de regim – figurile 8.22, 8.24 şi 8.26, cu valori pentru dubla amplitudine care depăşesc limitele indicate mai sus.

b) Suporții Suessen

Suporții pentru fuse tip Suessen-Germania folosesc aceleaşi principii de bază cu privire la centrarea tijei şi la amortizarea hidraulică; sunt de asemenea larg răspândiți în filaturi.

Soluțiile constructive sunt prezentate în figura 8.28.

Lagărul superior 1 este rigid fixat de cupa 2. Lagărul inferior 3 susține pivotul conic în varianta a) sau partea inferioară a tijei fusului în varianta b); este montat în bucşa de siguranță 4 prevăzută cu opritorii 5, care împiedică rotirea acesteia față de cupă, datorită golurilor prelucrate în tubul distanțier 6; între tubul 4 şi cupă este instalat amortizorul hidraulic 7. Sarcinile axiale preluate de crapodina 3 în varianta a) şi discul 8 în varianta b) sunt transmise cupei prin piesa 9 fixată de baza acesteia; în jurul piesei 9 este montat cu ajustaj presat arcul tubular 10, cu crestături longitudinale la partea superioară, lamelele obținute se reazemă cu oarecare stângere pe capătul piesei 9, înconjurând totodată şi lagărul 3 cu joc foarte mic.

Soluția constructivă în varianta a) este adoptată la fusele uşoare, iar varianta b) la fusele mijlocii şi grele, astfel încât se micşorează apreciabil eforturile unitare maxime de contact (după Hertz) şi, ca urmare, creşte durata de utilizare – figura 8.30.

Discul 8 poate fi schimbat dacă uzura depăşeşte limitele admise.

Centrarea lagărului inferior, deci şi a tijei fusului este realizată cu ajutorul arcului tubular 10; dacă lagărul este deplasat de o forță radială,

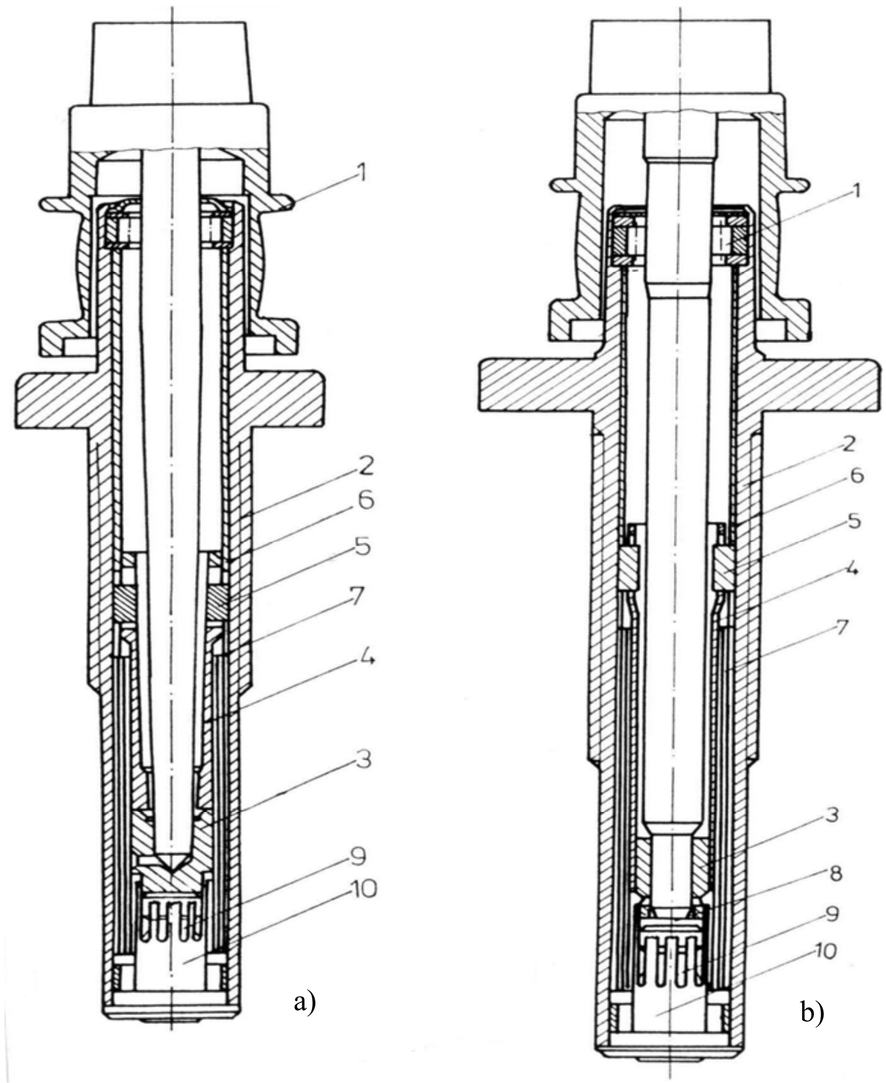


Fig. 8.29

spre exemplu datorită dezechilibrului bobinei, arcul tubular 10 se va deforma, însă va asigura readucerea lagărului în poziția centrală, de îndată ce încărcarea radială scade sub limita F_0, dependentă de strângerea ini-țială dintre lamelele arcului şi piesa 9, aşa cum este prezentat în figura 8.31.

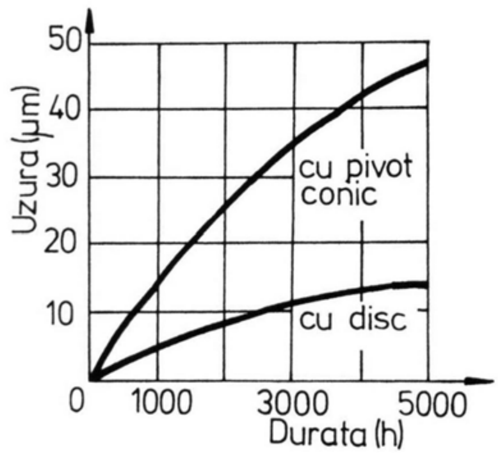
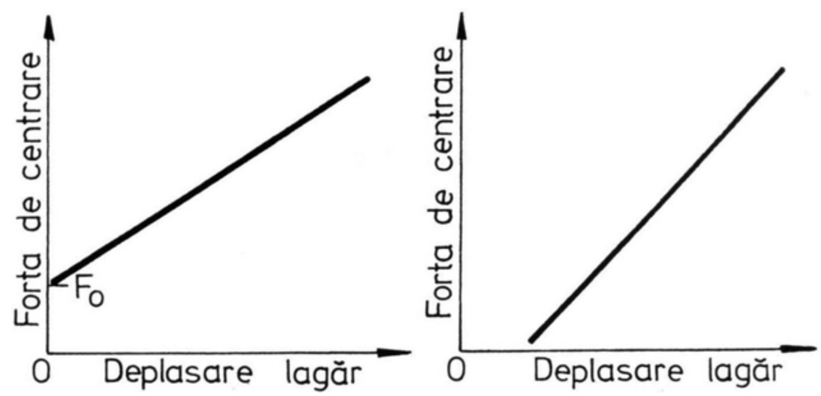


Fig. 8.30



a) b)

Fig. 8.31

La dispozitivele de centrare cu tub flexibil, fie la montaj, fie cel mai adesea după solicitări mai dure în exploatare, nu se mai asigură o poziție centrată a lagărului inferior – figura 8.31 b).

Din acest punct de vedere soluția Suessen este mai bună; în plus, se asigură centrarea şi la apariția unor forțe radiale mici, cu valori sub F_0.

Firma Süessen execută o gamă largă de fuse bazate pe soluția constructivă prezentată în figura 8.29 conform datelor indicate în tabelul 8.6.

Tabelul 8.6

Simbol bază	ϕ fus rulment (mm)	ϕ min roată curea (mm)	Masă tijă+bobină (kg)	Turații maxime (rot/min)
780	7,8	22,2	0,25	20000
880	8,8	25,0	0,35	15000
1003	10,0	28,0	0,5 (1,0)	10000
1203	12,0	36,0	1,0 (2,5)	8400
1403	14,0	45,0	2,0 (6,0)	7000
1803	10,0	65,0	5,0 (12,0)	5000
2003	20,0	-	-	-
2503	25,0	-	-	-

*Cifrele din paranteză sunt pentru cazul când se folosesc mosoare cu flanşe în loc de țevi.

c) Alte soluții şi detalii specifice

Pentru realizarea legăturii elastice a lagărului inferior față de cupă s-au propus diferite soluții publicate în brevete de invenții, dintre care sunt selecționate câteva mai deosebite. Se menționează că în materialele bibliografice consultate nu au fost regăsite detalii concrete privind curbele de rezonanță sau alte caracteristici funcționale.

c1) Suport cu tub de centrare ondulat – figura 8.32.

Lagărele 1şi 2 sunt legate elastic prin tubul ondulat 3, în jurul căruia, la partea inferioară neondulată se aşează amortizorul hidraulic 4 rezemat la exterior de cupa 5; lagărul inferior 2 este alcătuit din placa frontală 6 pentru preluarea sarcinilor axiale şi partea finală a tubului ondulat pentru preluarea sarcinilor radiale, provenite de la tija fusului 8.

Tubul ondulat este executat dintr-un material care să poată fi prelucrat prin deformare şi să ofere condiții de lucru asemănătoare bucşelor destinate lagărelor de alunecare.

Soluția este mai simplă în comparație cu variantele SKF-HF şi HZ, prezentate anterior.

c2) Suport cu bare elastice de legătură între cele două lagăre – figura 8.33.

Lagărul superior rigid legat de cupa 1 şi cel inferior 2 sunt prinse elastic printr-o bară 3 sau mai multe bare; barele sunt montate cu ajustaj

cu strângere în corpul lagărului superior şi corpul crapodinei 2. Spirala de amortizare este aşezată între lagărul inferior şi cupa 5. Rigiditatea legăturii depinde de dimensiunile şi numărul de bare.

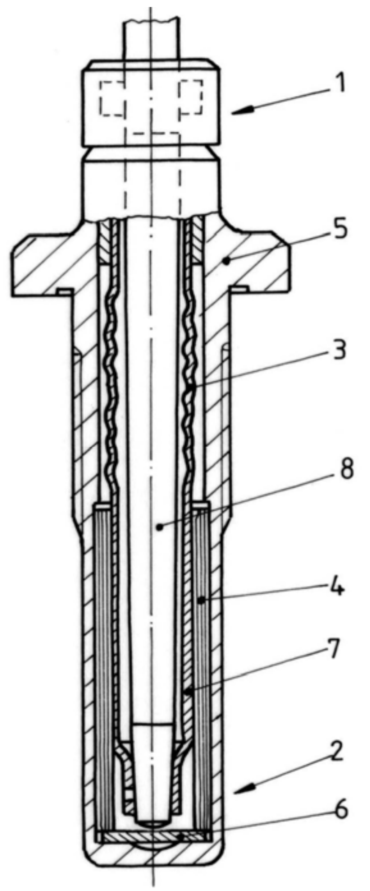


Fig. 8.32

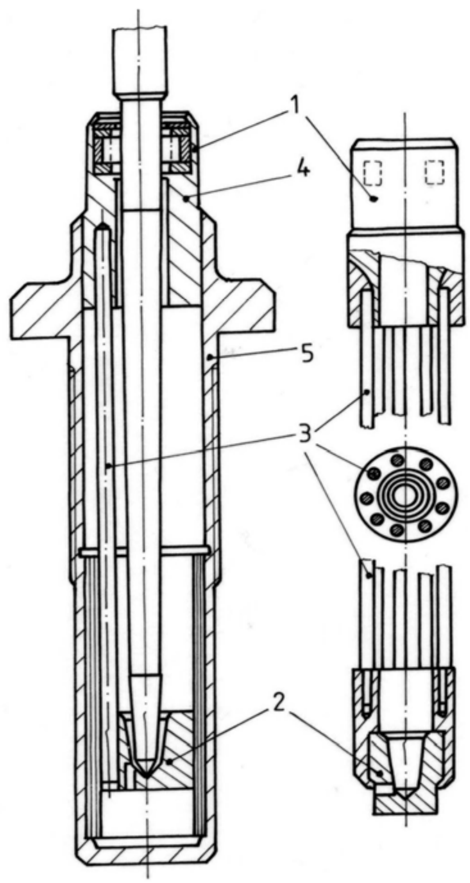


Fig. 8.33

c3) Suport cu tub de centrare din material plastic – figura 8.34.

Lagărele 1şi 2 sunt legate prin tubul de centrare elastic 3 din material plastic. Corpul lagărului superior 4 este prins atât de tubul 3 cât şi de cupa 5 prin ajustaj cu strângere; lagărul inferior 2 este montat în tubul 3 tot prin ajustaj cu strângere. În dreptul lagărului inferior este aşezată

spirala de amortizare clasică menținută de tubul distanțier 7 în poziția stabilită. Forțele axiale sunt preluate de discul 8.

Soluția constructivă este mai simplă comparativ cu acelea folosite, asigurând o bună centrare a tijei fusului, un preț de cost este scăzut, avantaje privind comportarea la vibrații.

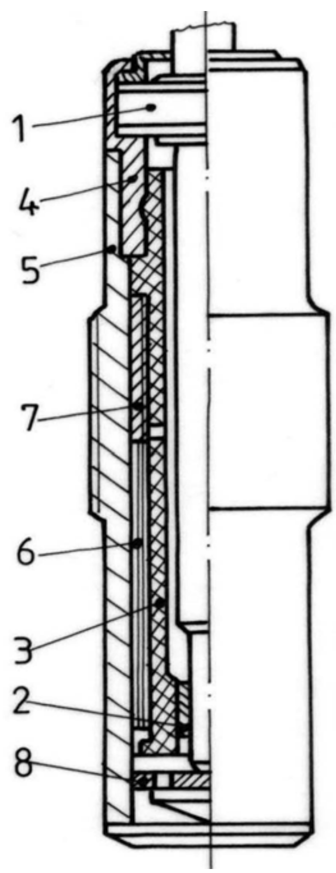


Fig. 8.34

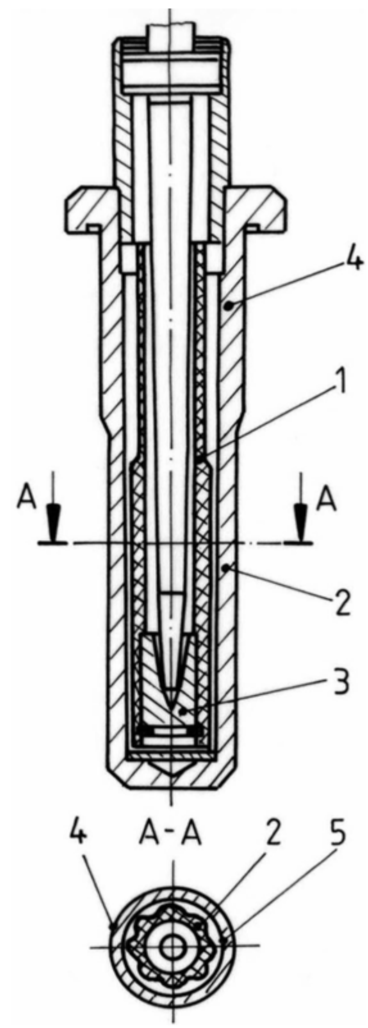


Fig. 8.35

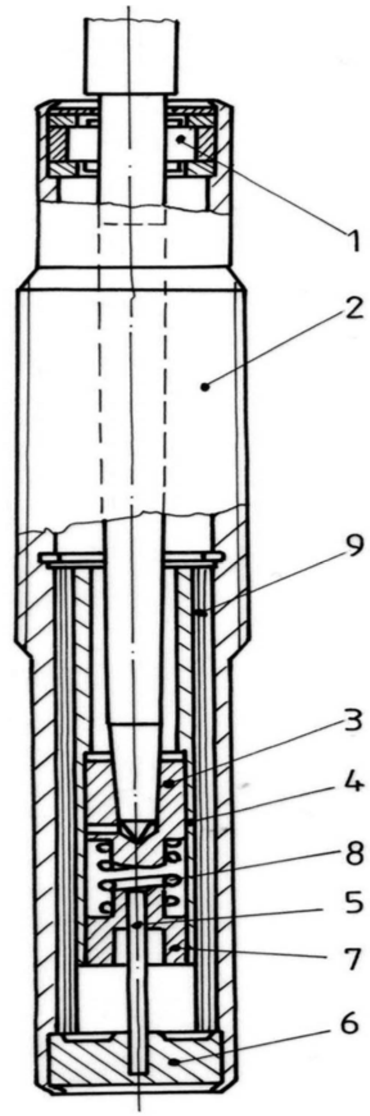


Fig. 8.36

c4) Suport cu tub de centrare din material plastic prevăzut cu nervuri longitudinale pentru amortizare – figura 8.35. Se propune înlocuirea amortizorului hidraulic, în structura căruia se foloseşte o spirală din oţel de arc, cu un tub de centrare 1 din material plastic, prevăzut la exterior cu nervuri longitudinale 2; tubul 1 este fixat la partea superioară de corpul lagărului cu rulment, iar la partea inferioară susţine crapodina 3. Spaţiul 5 dintre tubul 1 cu nervurile 2 şi cupa 4 cât şi grosimea părţii superioare a tubului sunt astfel dimensionate încât uleiul să asigure forţele de amortizare necesare şi totodată deplasările radiale ale lagărului inferior să ofere condiţii corespunzătoare funcţionării corecte a fusului.

c5*) Suport cu bară elastică de centrare a lagărului inferior* – figura 8.36.

Lagărul superior 1 este fixat rigid faţă de cupa 2, iar lagărul inferior 3 este menţinut în poziţie centrală prin intermediul tubului suport 4 şi a barei elastice 5 fixată la capătul inferior de cupă cu ajutorul piesei 6 şi la capătul superior de piesa cilindrică 7; arcul 8 are rolul de a prelua eventualele suprapuneri axiale. Amortizorul 9 este instalat între cupă şi tubul suport 4.

8.1.3.2. Suporţi cu amândouă lagărele legate elastic de cupă

La prinderea rigidă a lagărului superior faţă de cupă, la turaţii înalte apare solicitarea intensă a rulmentului şi tijei fusului, iar vibraţiile se transmit asupra băncii fuselor şi a întregii maşini (nivel ridicat de

zgomot). Soluția prinderii elastice a cupei de banca fuselor (cu arc elicoidal şi şaibe din cauciuc interpuse între cupă şi bancă) diminuează transmiterea vibrațiilor la bancă, însă nu asigură suficientă amortizare şi nu permite realizarea centrării suficient de precise a fusului față de inelul purtător al cursorului.

Micşorarea încărcării lagărului superior se realizează în principiu, dacă se adoptă astfel de soluții, încât axa de rotație să se apropie cât mai mult de axa centrală de inerție a masei rotitoare (tijă+bobină), axă care trece prin centrul de masă şi în jurul căreia s-ar efectua rotirea fusului cu bobină dezechilibrată, dacă nu ar interveni reacțiunile radiale din lagăre.

O astfel de funcționare poate fi obținută în bună măsură prin realizarea unei legături elastice adecvate la prinderea lagărului superior față de cupă, aceasta la rândul său fiind fixată rigid de bancă, ceea ce asigură fusului precizia necesară de montaj.

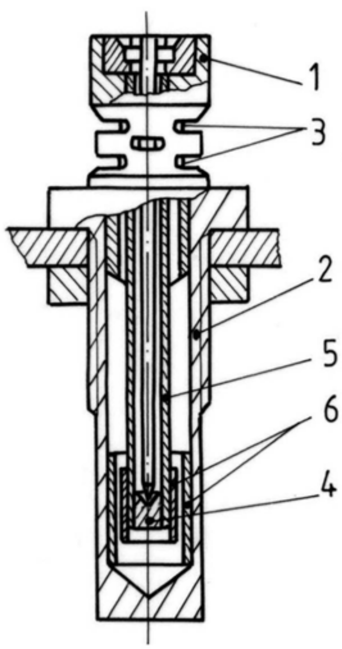


Fig. 8.37

Unele firme cum este Spindeln, Motoren und Maschinenfabrik AG, Uster – Elveția (SMM), execută fuse cu lagăr superior legat elastic de cupă; totodată din brevetele de invenții consultate au fost selecționate câteva propuneri care sunt considerate mai importante.

a) Suportul SMM

Cupa 1, fixată rigid de bancă, este prelucrată la partea inferioară cu o serie de perforații 3 care conferă o prindere elastică a casetei rulmentului 2 față de restul cupei. Lagărul inferior 4 este susținut elastic față de cupă prin tubul de centrare 5, amortizarea efectuându-se cu ajutorul unor pahare 6 (2...5 buc.) concentrice. În tabelul 8.7 se prezintă câteva date caracteristice pentru fusele SMM. Aceste fuse se comportă bine în exploatare până la turații de 15000 rot/min (fuse uşoare). Schimbarea uleiului din cupă se efectuează după aproximativ 15000....20000 ore de funcționare.

Tabelul 8.7

Tipul	Φ fus rulment (mm)	Φ roată curea (mm)	Masa bobinei (g)
0	7,8	24	150
1	7,8	24	250...300
2	10	31	600...1000
3	12	38	2000...3000

Curbele de rezonanță pentru fusul SMM-0 sunt prezentate în figura 8.38; cu bobina este de 150 g şi momentul de dezechilibru are valori de δ = (0....3)·10^{-5} kg·m.

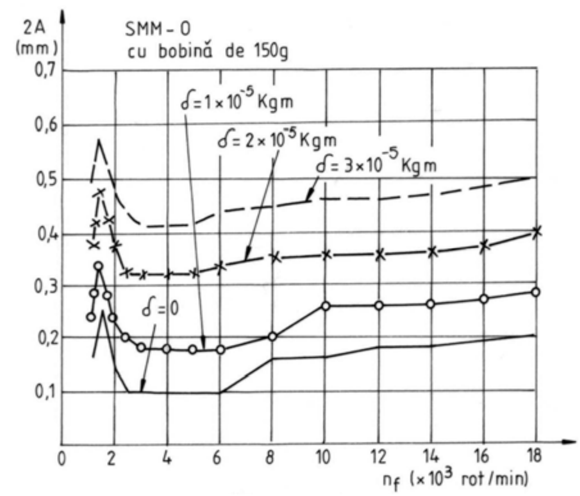


Fig.8.38

Se constată:

- viteza critică de ordinul I are valoarea de 1500 rot/min;
- în zona de rezonanță aplatizarea este destul de pronunțată, nedepăşindu-se 0,6 mm pentru dubla amplitudine chiar la δ = 3·10^{-5} kg·m;
- în zona de lucru, dubla amplitudine capătă valori la limită de 0,35 mm dacă δ ≤ 2·10^{-5} kg·m.

Unele detalii privind îmbunătățirea centrării şi funcționării lagărului inferior la fusele SMM sunt prezentate în brevetele 1560291/1971-Germania şi 1202071/1970-Anglia.

b) Suport cu bare elastice de legătură între lagăre şi prindere elastică față de cupă - figura 8.38.

Corpul 1 al rulmentului 2 şi crapodina 3 sunt elastic legate între ele prin una sau mai multe bare 8. Acest subansamblu, la rândul său, este

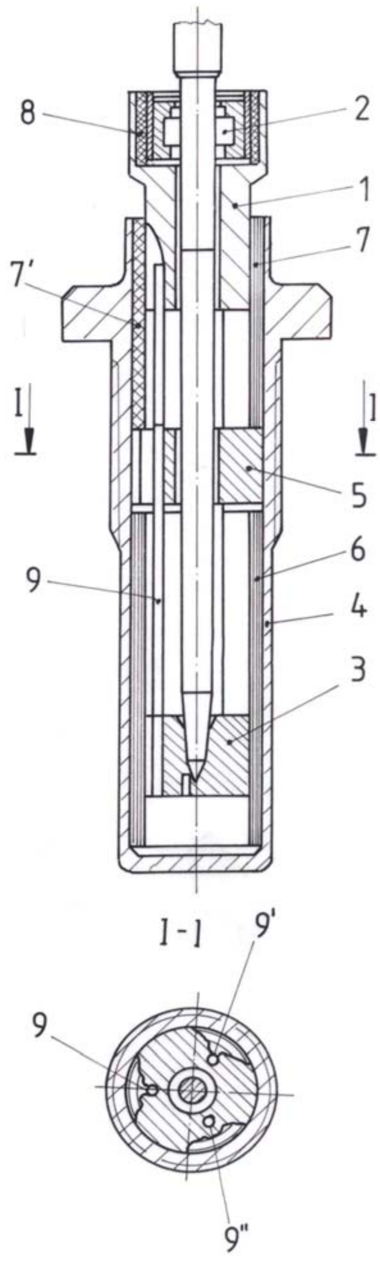


Fig. 8.39

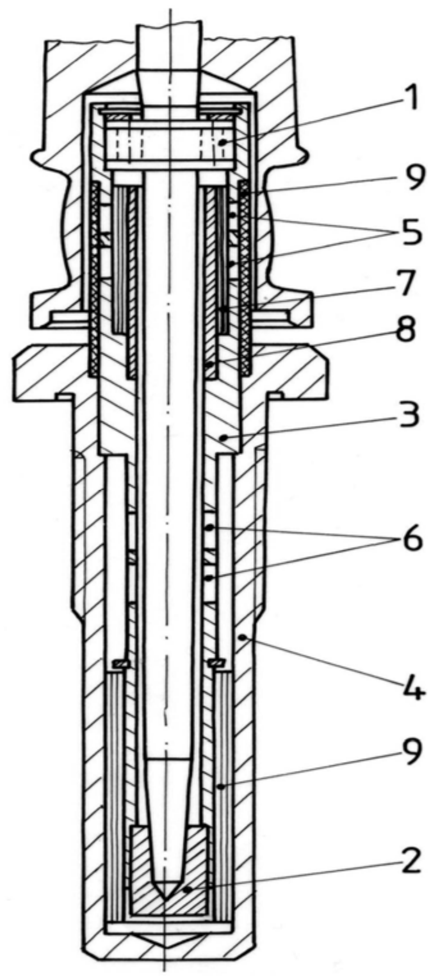


Fig. 8.40

fixat față de cupa 4 prin intermediul unei piese de prindere 5 montată cu strângere atât față de cupă, cât şi față de bare asigurând astfel poziția centrală a tijei.

Amortizarea vibrațiilor pentru lagărul inferior se obține pe cale hidraulică cu ajutorul spiralei 6, iar pentru lagărul superior fie pe cale hidraulică cu spirala 7, fie cu un manşon elastic 7' din cauciuc sau masă plastică. Rulmentul 2 este montat față de corpul 1 prin intermediul unei bucşe elastice (cauciuc, masă plastică).

Rigiditatea legăturii elastice dintre lagăre depinde de dimensiunile, forma şi numărul barelor. Poziția piesei de prindere 5 influențează gradul de ridigizare a lagărelor superior şi inferior faşă de cupă.

Soluția descrisă îmbunătățeşte calitățile dimanice ale fusului textil şi în plus reduce simțitor nivelul de zgomot, întrucât între lagăre şi banca fuselor sunt eliminate legăturile rigide care favorizează transmiterea vibrațiilor.

c) Suport cu amortizoare hidraulice distincte pentru cele două lagăre - figura 8.40.

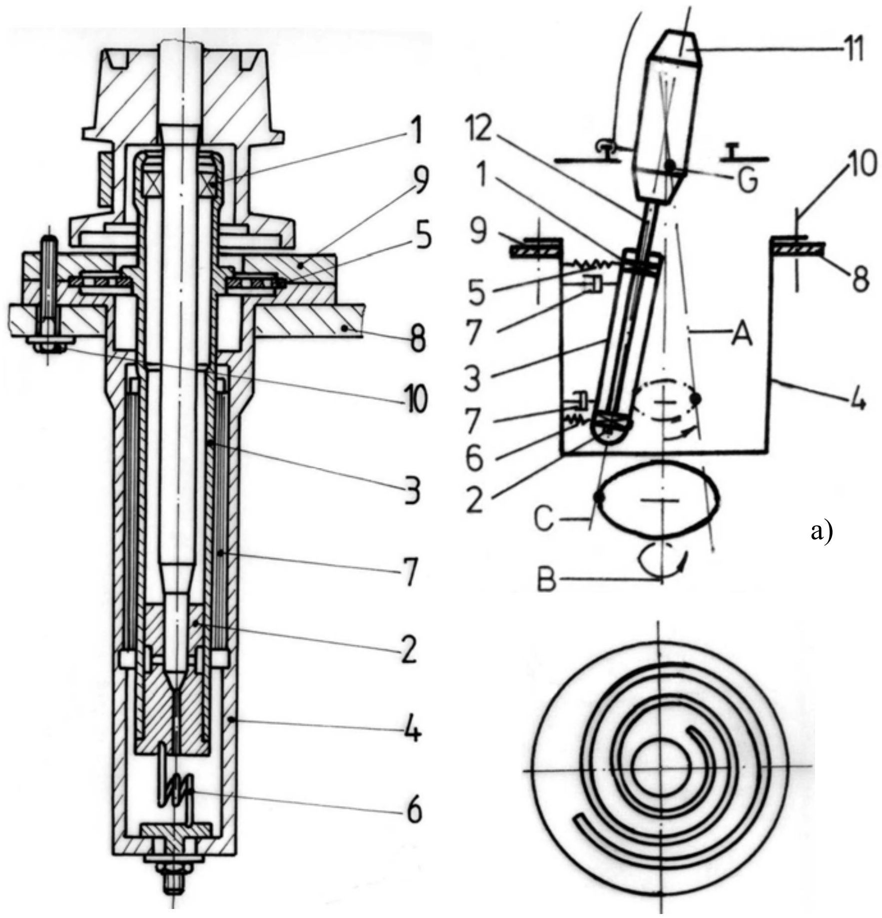
Lagărul superior 1 şi cel inferior 2 sunt instalate în tubul flexibil 3 fixat rigid de cupa 4; prinderea elastic a lagărului față de tubul flexibil este obținută cu ajutorul fantelor 5 şi 6 şi grosimea adecvată a pereților respectivi. Amortizorul 7 pentru partea superioară este aşezat între tubul rigid 8 şi zona elastică a tubului flexibil, iar amortizorul 9 destinat lagărului inferior între cupă şi tubul flexibil.

Dispozitivele de amortizare aşezate la amândouă lagărele consumă, îndeosebi la trecerea prin zona de rezonanță, o importantă parte din energia vibrațiilor, micşorându-se amplitudinile vibrațiior la lagărul superior. În domeniul vitezelor de lucru (peste viteza critică), cu toate că lagărul superior este prins elastic, se realizează o bună autocentrare a tijei fusului cu încărcare redusă a rulmentului.

d) Suport cu amortizor hidraulic comun pentru amândouă lagărele) - figura 8.41.

Lagărele 1 şi 2 sunt legate rigid între ele prin intermediul tubului 3; prinderea elastică față de cupa 4 este obținută cu ajutorul elementelor elastice 5 şi 6, iar amortizorul 7 este amplasat între cele două lagăre.

Cupa este rigid legată de baca fuselor 8 cu ajutorul flanşei 9 şi a şuruburilor 8. În figura 8.41 a) apare şi bobina 11 cu tija fusului 12.



b) c)

Fig. 8.41

Comportarea fusului în exploatare sub aspect dinamic are loc în principiu astfel:

- axa liberă de rotaţie A în jurul căreia tija s-ar roti, dacă din partea lagărelor nu ar interveni reacţiuni, reprezintă axa principală de inerţie a părţilor rotitoare; ea trece prin centrul de masă G;
- dacă asupra tijei se exercită reacţiunile din lagăre, forţa de întindere din fir şi alte forţe exterioare, părţile rotitoare nu se rotesc în jurul axei A, ci în jurul axei reale B cu viteza unghiulară ω;
- axa liberă A însă nu coincide de regulă cu axa geometrică C datorită impreciziilor tijei, ţevilor sau mosoarelor şi depunerilor firului pe bobină.

Pentru obținerea unei forțe mici pe lagăre este necesar ca rotirea să aibă loc în jurul unei axe cât mai apropiate de axa A. Această condiție impune ca rigiditățile pe direcția radială a elementelor elastice 5 şi 6 să fie scăzute; se precizează în brevetele menționate valori ale rigidității mai mici de 30 daN/mm la lagărul superior şi mai mici de 15 daN/mm la cel inferior, la fuse pentru bobine de 2....4 kg.

Încărcările lagărelor mai sunt influențate, îndeosebi la turații înalte şi de masa oscilantă a pieselor nerotitoare cum sunt tubul 3 şi lagărul inferior 2; aceste piese trebuie să aibă masa cât mai mică.

Elementul elastic 5 de la lagărul superior – figura 8.41 b) şi c), este sub formă de disc din oțel de arc cu tăietură în spirală, cu astfel de dimensiuni încât să se realizeze rigiditate radială scăzută; pe direcție axială rigiditatea este mare (>50daN/mm). Această soluție oferă o serie de avantaje dintre care se menționează:

- bună aliniere a lagărelor prin tubul rigid 3;
- amortizare mai eficientă a vibrațiilor celor două lagăre prin amplasarea amortizorului hidraulic 7 între acestea;
- punctul de oscilație al părților rotitoare situat în apropierea centrului bobinei, ceea ce contribuie la diminuarea excentricității dintre bobină şi inel, chiar la valori ridicate ale dezechilibrului bobinei;
- rezolvare constructivă simplă.

e) Alte soluții pentru rezemarea elastică a lagărlui superior

Figura 8.42. Lagărul superior 1 este fixat de tubul rigid 2 legat de cupa 3 prin intermediul arcului 4, realizându-se astfel rezemare elastică față de cupă a subansamblului 1,2 care conține şi lagărul inferior.

Figura 8.43. Lagărul superior 1 este montat în tubul flexibil 2 susținut de bucşa elastică 3 fixată la partea inferioară de cupa 4; datorită canalelor longitudinale 5 se obține legătura elastică între lagărul superior şi cupă.

Figura 8.44. Lagărele 1 şi 2 sunt legate elastic prin tubul de centrare 3 (tip SKF-HF). Între corpul lagărului superior 4 şi rulmentul 1 este aşezat inelul din cauciuc 5, vulcanizat de cămaşa metalică 6. Cupa 7 este prinsă față de banca fuselor 8 prin intermediul inelului elastic 9 şi arcului elicoidal 8.

Figura 8.45. lagărele 1 şi 2 sunt fixate în tubul rigid 3, care prin intermediul bucşei elastice 4 este prins de cupa 5; bucşa elastică este din cauciuc sau materiale cu proprietăți similare.

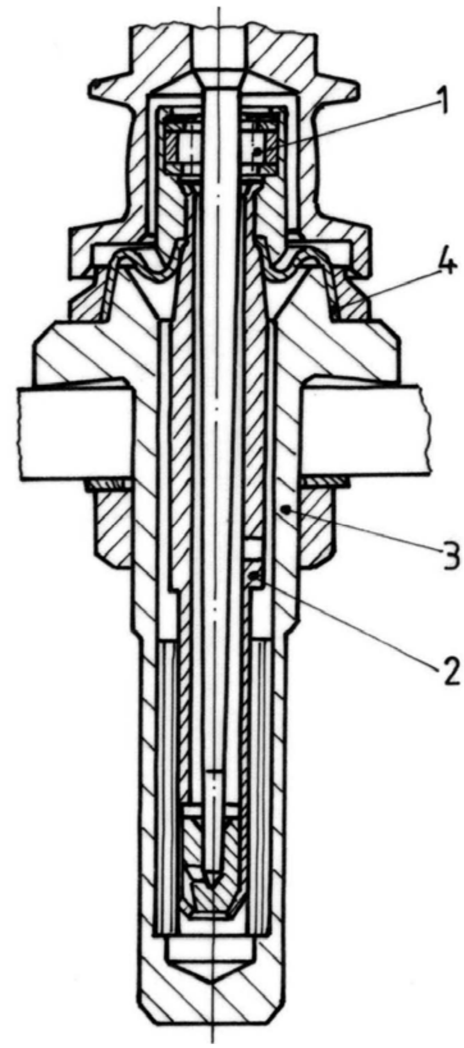


Fig 8.42

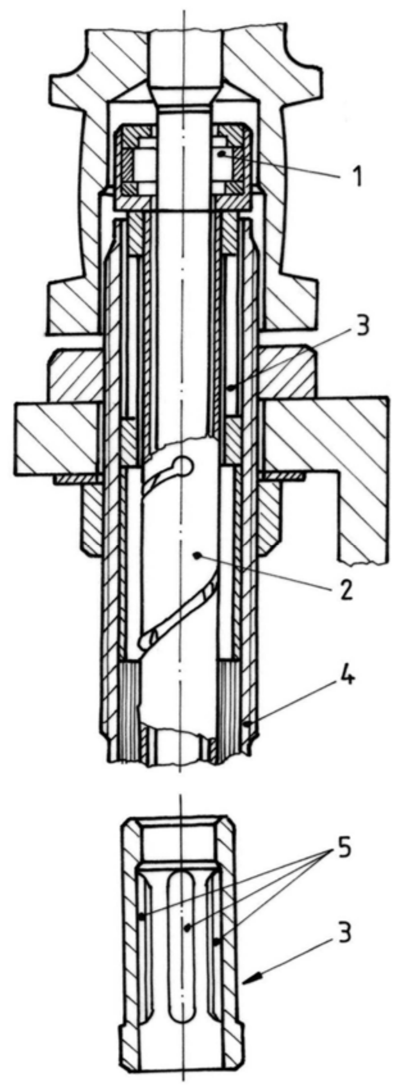


Fig. 8.43

Figura 8.46. Tubul rigid 1 care susține lagărele 2 şi 3 este legat elastic de cupa 4 prin intermediul inelului 5 din cauciuc sau masă plastică.

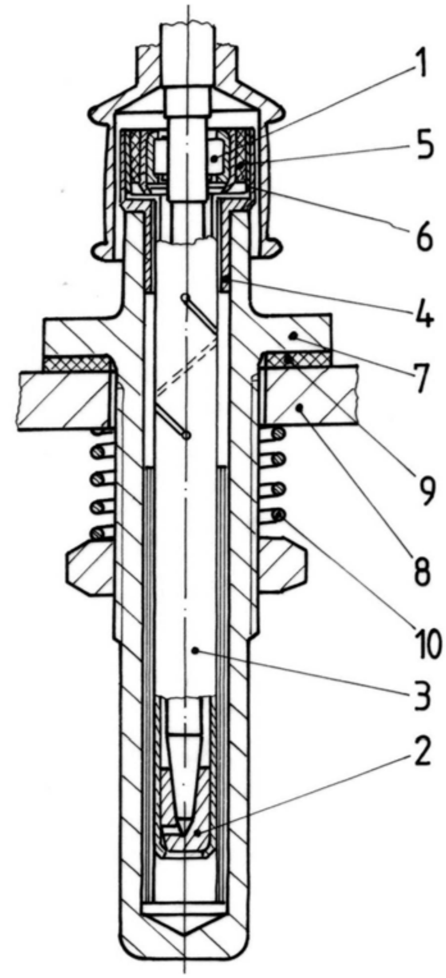


Fig. 8.44

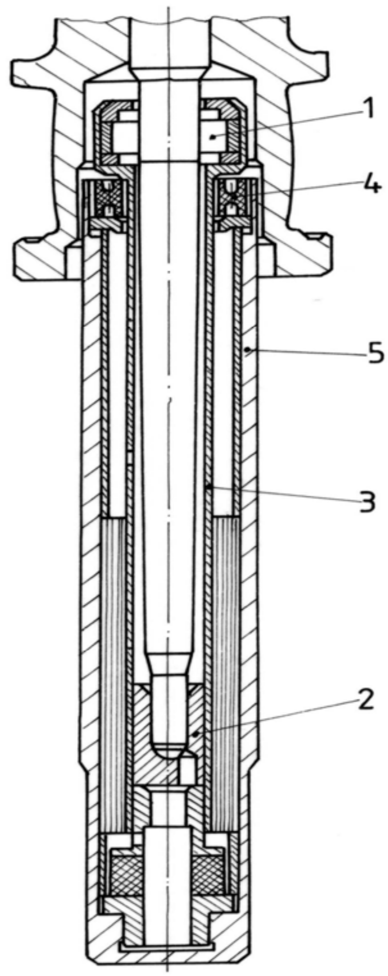


Fig. 8.45

Figura 8.47. Între rulmentul 1, fixat în caseta 2 şi cupa fusului 3 se prinde piesa 4 din cauciuc sau masă plastică.

Soluțiile constructive la care se foloseşte cauciuc sau mase plastice pentru elementele elastice de legătură nu s-au impus încă datorită durabilității scăzute pe care o prezintă astfel de materiale. Sunt de preferat organe elastice din metal rezistente la oboseală.

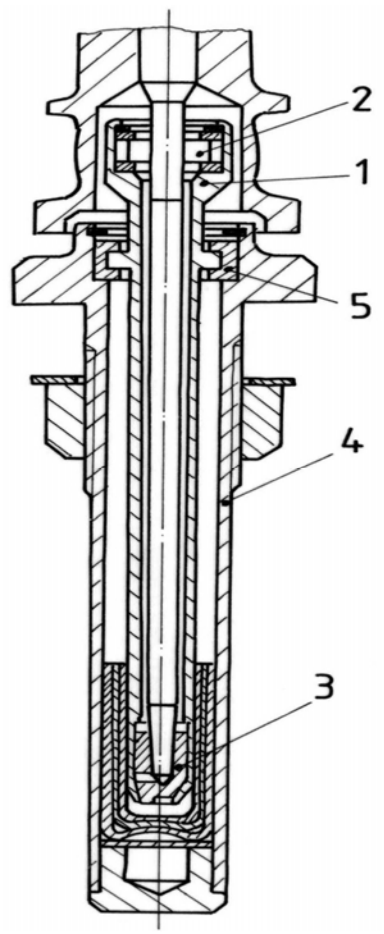


Fig. 8.46

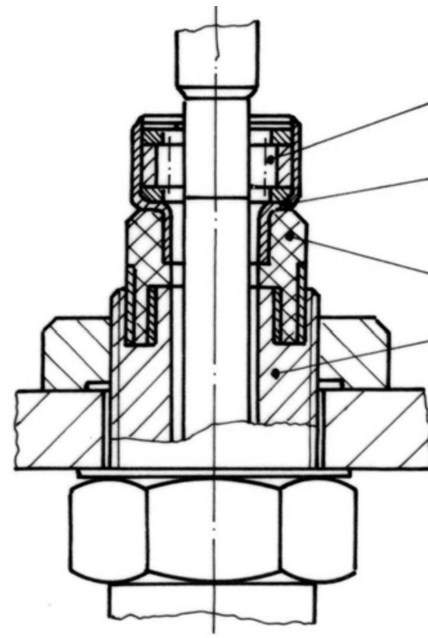


Fig. 8.48

8.1.3.3. Suporți cu lagăre legate rigid de cupă

Fusele cu lagăre rigid legate de cupă au fost folosite cu mult timp în urmă; nu erau depăşite turații de 6000....8000 rot/min din cauza valorilor mari ale amplitudinilor vibrațiilor tijelor.

Este interesant faptul că în anul 1973 a apărut în Elveția soluția constructivă în care se prezintă un fus cu rezemare rigidă a lagărelor prevătut însă cu un amortizor hidaulic 1 amplasat între cele două lagăre – figura 8.48. Sunt amortizate vibrațiile părții de tijă 2 dintre reazeme, în care scop se foloseşte bucşa 3 (cu funcție de lagăr radial) interpusă între amortizor şi cupa 4.

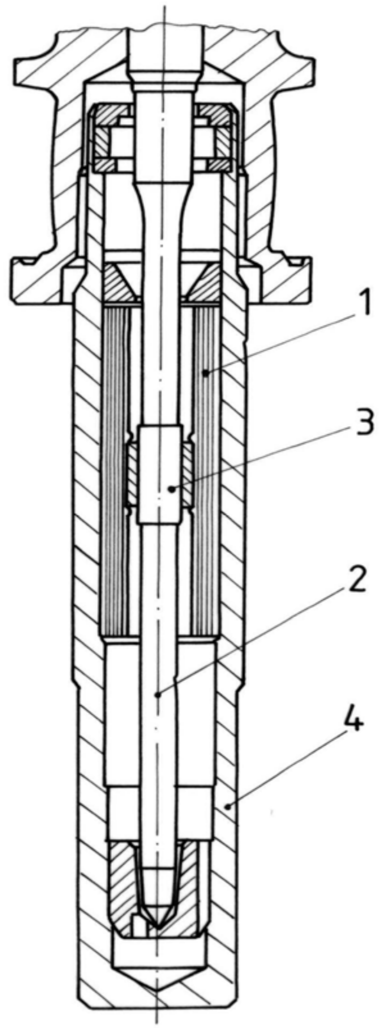


Fig. 8.48

Se apreciază că o astfel de soluție, chiar dacă realizează parțial amortizarea vibrațiilor nu poate conduce la micşorarea forțelor radiale pe lagăre, axa tijei neavând posibilitatea de a se roti în vecinătatea axei centrale de inerție, aşa cum se obține la suporții cu ambele reazeme legate elastic de cupă.

8.1.4. Criterii de apreciere a soluțiilor constructive pentru fusele textile

8.1.4.1. Comparație între fusele cu amortizare prin frecare şi fusele cu amortizare hidraulică

Pentru ilustrarea comportării fuselor textile sub aspect dinamic se prezintă o comparație între fusele cu amortizare prin frecare şi fusele cu amortizare hidraulică.

Se adoptă drept criterii de comparație:

-dubla amplitudine a vibrațiilor la capătul superior al tijei (în zona de rezonanță şi îndeosebi în zona vitezelor de lucru);

-turația maximă de funcționare;

-intervalul la care se face schimbul uleiului din cupă.

În legătură cu aceste aspecte s-a întocmit tabelul 8.8 pentru fuse textile reprezentative, cu funcționare corectă, folosind curbele de rezonanță selecționate în cadrul acestei lucrări – figurile 8.12 b), d), e), 8.23, 8.25, 8.27 şi 8.28.

Din datele prezentate se desprind următoarele observații:

-la fusele cu amortizor hidraulic, aplatizarea curbei de rezonanţă în zona vitezei critice fundamentale este mult mai pronunţată ca la fusele cu amortizare prin frecare; spre exemplu la fusele uşoare dubla amplitudine a vibraţiilor tijei are valori de 0,3.......0,6 mm faţă de 0,1...1,1 mm, ceea ce reprezintă o scădere de aproximativ 50%;

-în zona vitezelor de lucru, fusele cu amortizor hidraulic sunt caracterizate de valori micşorate pentru dubla amplitudine a vibraţiilor tijei cu 40....60% faţă de fusele cu amortizare prin frecare; acest fapt este deosebit de avantajos pentru funcţionarea cu turaţii înalte a fuselor, forţa de întindere a firului depinzând nu numai de viteză ci şi de valoarea excentricităţii tijei faţă de inelul pe care se deplasează cursorul;

-turaţiile maxime de funcţionare capătă valori mult majorate, îndeosebi la fusele uşoare, întrucât pentru dubla amplitudine a tijei nu se depăşesc valorile admisibile; această situaţie oferă posibilitatea exploatării fuselor respective cu viteze mari de lucru şi în consecinţă indici majoraţi pentru producţie;

-intervalele de schimb a uleiului din cupă, la fusele cu amortizor hidraulic, se măresc substanţial (de 3...4ori) faţă de fusele cu amortizare prin frecare.

Observaţiile formulate se referă la soluţii constructive de fuse care au fost sau sunt folosite în exploatarea maşinilor de filat şi răsucit.

Tabelul 8.8

Parametri funcţionali şi de exploatare / Marca fusului		Fuse uşoare		Fuse mijlocii	
		Amortizare prin frecare	Amortizare hidraulică	Amortizare prin frecare	Amortizare hidraulică
		VNT 32-2 Platt, OMS, SKF-HM (Fig. 8.12 b, d,e)	R_{20} (Fig. 8.23) FR 270-1 – tip SKF-HF_2 (Fig. 8.25)	VNT 38-12, Carnitti (Fig. 8.12 c, f)	SKF-HZ 55 (Fig. 8.27 şi 8.28)
Dubla amplitudine 2A** (mm)	În zona de rezonanţă	0,8....1,1	0,3....0,6	0,8....1,1	0,5....0,8
	În zona de lucru	0,4....0,85	0,15....0,35	0,5....0,7	0,3....0,45
Turaţia maximă de regim (rot/min)		10000... ...14000	18000... ...20000	8000... ...10000	9000... ...11000
Interval schimb ulei (h)		5000... ...6500	15000... ...20000	3500... ...5000	10000... ...15000

** - măsurată la capătul superior al tijei fusului cu bobină dezechilibrată.

8.1.4.2. Criterii de comparaţie între soluţiile constructive ale fuselor cu amortizor hidraulic

În paragrafele anterioare au fost prezentate o serie de soluţii constructive pentru fusele textile cu amortizor hidraulic, parte realizate de firme de prestigiu, parte fiind propuneri apărute în brevete de invenţii din ultima perioadă.

Întrucât pentru fusele prezentate în brevete nu sunt cunoscute date concrete privind parametri de exploatare, comparaţia s-a efectuat prin aprecierea aspectelor care influenţează capacitatea de centrare a tijei fusului faţă de inel, reducerea încărcării lagărelor, complexitatea şi fiabilitatea soluţiilor constructive.

Capacitatea de centrare a tijei fusului faţă de inel depinde îndeosebi de următorii factori:

a) Punctul de oscilaţie al tijei, dacă se urmăresc oscilaţiile într-un plan dat, poate fi situat între reazeme, în dreptul reazemului superior sau în apropierea centrului bobinei; aceste poziţii depind de soluţia constructivă adoptată. Situaţia cea mai bună corespunde cazului când punctul de oscilaţie se află în apropierea centrului bobinei, situaţie care conferă bobinei excentricităţi minime faţă de inel – figura 8.41 a).

La fusele cu fixare rigidă a lagărului superior faţă de cupă şi bancă, punctul de oscilaţie este situat în dreptul rulmentului respectiv (de exemplu fusele SKF –HF, SKF-HZ – figura 8.17; amplitudinile oscilaţiilor tijei în dreptul inelului vor fi mai mari în comparaţie cu primul caz.

b) Centrarea lagărelor faţă de cupă şi alinierea lor asigură poziţia centrată a tijei faţă de inel pentru poziţiile limită – sus şi jos –ale băncii inelelor, atunci când încetează acţiunea forţei perturbatoare asupra tijei (spre exemplu de la dezechilibrul bobinei). Din acest punct de vedere soluţia Suessen este mai bună decât soluţia SKF-HF, întrucât lagărul inferior este susţinut de un arc tubular cu lamele cu prestrângere –figura 8.28.

c) Amortizarea vibraţiilor este în principiu mai eficace în cazul folosirii sistemelor de amortizare la ambele lagăre – figurile 8.39, 8.40, 8.41.

d) Fixarea rigidă a cupei de bancă oferă precizie ridicată de montaj pentru fus în comparaţie cu prinderea elastică.

Reducerea încărcării lagărelor are ca efect micşorarea nivelului de zgomot şi a consumului de putere şi este în strictă dependenţă cu punctul de oscilaţie al tijei; rezultatele cele mai bune se obţin când acest punct se

află în apropierea centrului bobinei şi lagărele sunt legate elastic de cupă, iar cele mai slabe la rezemarea rigidă a lagărelor.

Complexitatea şi fiabilitatea soluţiilor poate de asemenea, constitui un criteriu de calitate; sunt de luat în considerare numărul total de repere, dificultăţile de execuţie şi montaj, durabilitatea pieselor componente, menţinerea valorilor pentru parametri funcţionali.

În vederea aprecierii globale a soluţiilor constructive existente sau propuse în cadrul brevetelor de invenţii se apelează la un punctaj total calculat pe baza influenţei factorilor menţionaţi:

1. poziţia punctului de oscilaţie a tijei
-în apropierea centrului bobinei +++
-în dreptul lagărului superior ++
- intre cele două lagăre +
2. centrarea şi alinierea lagărelor
-cu forţă de prestrângere elastică radială
pentru lagărul inferior sau tub flotant rigid ++
-cu tub flexibil de legătură între lagăre +
3. eficacitatea amortizării
-amortizare la ambele capete ++
-amortizare la lagărul inferior +
4. fixarea cupei fusului de bancă
-fixare rigidă ++
-prindere elastică +
5. reducera încărcării lagărelor
-punctul de oscilaţie al tijei spre centrul bobinei +++
-punct de oscilaţie a tijei în lagărul superior ++
-punct de oscilaţie al tijei între lagăre +
-lagăr cu fixare rigidă faţă de cupă 0
6. complexitatea ,fiabilitatea fusului textil
-construcţie simplă, fiabilă +++
-construcţie intermediară ++
-construcţie complexă +

În tabelul 8.9 sunt prezentate punctajele parţiale şi totale acordate diferitelor soluţii constructive ale fuselor cu amortizor hidraulic analizate. Totodată sunt indicate şi căile de rezolvare pentru atingerea nivelurilor calitative apreciate.

Fusele SKF şi Süessen cu lagărul superior rigid legat de cupă sunt apreciate cu 11 puncte; acesta este punctajul maxim pentru fusele cu amortizor hidraulic larg răspândite în prezent pe glob.

Tabelul 8.9

Nr. crt.	Criterii apreciere / Soluție constructivă	Capacitate de centrare a tijei față de inel				Reducere încărcare lagăre și nivel zgomot	Complexitate construcție și fiabilitate	Punctaj total	Căi de rezolvare
		Poziție punct oscila-ție	Centra-re și aliniere lagăre	Amorti-zare vibrații tijă	Fixare bancă				
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	8.
1.	SKF-HF, HZ (Germania)	++	+	+	++	++	+++	11	Rulment fixat rigid de cupă.Tub flexibil de legătură a lagărelor. Amortizor pe lagăr inferior. Fixare rigidă de bancă.
2.	Suessen (Germania)	++	++	+	++	++	++	11	Rulment fixat rigid de cupă. Arc tubular cu lamele cu strângere inițială a lagărului inferior. Amortizor pe lagăr inferior. Fixare rigidă de bancă.
3.	Cu tub ondulat (brevet Germania)	++	+	+	++	++	+++	10	Rulment fixat rigid de cupă. Tub flexibil de legătură. Amortizor pe lagăr inferior. Fixare rigidă de bancă.
4.	Cu tub din material plastic (brevet Germania)	++	+	+	++	++	++	10	Rulment fixat rigid de cupă. Tub flexibil din material plastic. Amortizor pe lagăr inferior. Fixare rigidă de bancă
5.	Cu bară elastică de centrare lagăr inferior (brevet Germania)	++	+	+	++	++	++	10	Rulment fixat rigid de cupă. Bară elastică de căentrare. Amortizor pe lagăr inferior. Fixare rigidă de bancă

Tabelul 8.9 (continuare)

0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	8.
6.	SMM (Elveţia)	+	+	+	++	++	+++	10	Casetă rulment fixată elastic.la partea inferioară de cupă. Tub flexibil de legătură. Pahare concentrice pentru amortizare. Fixare rigidă de bancă.
7.	Cu amortizor comun ambelor lagăre (brevet Germania)	+++	++	+/	++	+++	++	13,5	Tub rigid legat elastic de cupă. Amortizor comun amplasat între lagăre. Fixare rigidă de bancă.
8.	Brevet CSI	+++	++	+	++	+++	++	13	Tub rigid legat elastic de cupă. Amortizor pe lagăr inferior. Fixare rigidă de bancă.
8.	Brevet Elveţia	++	+	+/	+	++/	++	10	Tub rigid legat elastic de cupă. Tub flexibil de legătură. Amortizor pe lagăr inferior şi inel de cauciuc la rulment. Fixare elastică de bancă.
8.	Brevet Elveţia	++/	++	+/	++	++	+	11	Tub rigid legat elastic de cupă. Amortizor şi manşetă de cauciuc. pe tub rigid. Fixare rigidă de bancă
11.	Brevet CSI	++/	++	+	++	++	+	10,5	Tub rigid legat elastic de cupă. Pahare şi inel de cauciuc pentru amortizare. Fixare rigidă de bancă

Dintre soluțiile constructive propuse în brevetele de invenții sunt apreciate cu punctaj mai mare fusele de la nr.crt. 7 (13,5 puncte) şi 8 (13 puncte). La aceste soluții este de remarcat faptul că axa de rotație a tijei se apropie în mai mare măsură de axa centrală principală de inerție a grupului rotitor (tijă+bobină), ceea ce conferă superioritate față de alte soluții. La aceste soluții lagărele sunt fixate într-un tub rigid care la rândul său este legat elastic față de cupă. Pentru aceste fuse nu au fost posibile testări experimentale din lipsa unor realizări concrete.

În urma analizei efectuate asupra comportării fuselor textile cu tijă rotitoare fără braț auxiliar, se conturează următoarele concluzii:

a) Fusele cu amortizare hidraulică, în comparație cu tipurile mai vechi, la care amortizarea se obține îndeosebi prin frecare, satisfac în mai mare măsură condițiile impuse de cerințele de exploatare cu privire la vibrații, la creştera turațiilor de lucru, la intervalele de schimbare a uleiului. Până în prezent s-au impus fusele executate de firmele SKF, Suessen, Kolomna, SACM-Franța, NSK-Japonia, S.C. Cugir S.A. – România, la care lagărul superior este legat rigid de cupă.

b) Din analiza soluțiilor constructive prezentate în brevete rezultă noi orientări menite să îmbunătățească din punct de vedere dinamic performanțele de exploatare a fuselor textile cu amortizare hidraulică. Acestea se referă la două obiective importante:

- menținerea părții de tijă pe care se află bobina în poziție cât mai centrată față de inel chiar când dezechilibrul bobinei este relativ mare;

- micşorarea încărcării lagărelor în vederea reducerii amplitudinii vibrațiilor care se transmit băncii fuselor şi prin aceasta şi a zgomotului şi a puterii consumate;

În principiu atingerea acestor obiective impune:

-fixarea rigidă a cupei față de banca fuselor pentru asigurarea preciziei de montaj;

-prinderea elastică față de cupă a celor două lagăre care susțin tija astfel ca axa de rotație a tijei să se apropie cât mai mult de axa centrală principală de inerție a ansamblului rotitor (tijă+bobină).

c) La unele exemplare de fuse cu amortizor hidraulic testate (spre exemplu SKF-HZ 44, FR 220 Cugir) apar la anumite turații valori mari ale amplitudinii vibrațiilor tijei datorită unor oscilații şi rezonanțe subarmonice.

Concluziile formulate duc la necesitatea efectuării unor cercetări care să urmărească, pe de o parte, îmbunătățirea perfomanțelor funcționale şi de exploatare pentru fusele existente, iar pe de altă parte, realizarea unor

noi fuse cu rezemare elastică şi armonizare la amândouă lagărele care susţin tija.

În figura 8.49 este prezentată o altă soluţie constructivă de suport pentru fusele textile cu tub rigid de legătură a lagărelor, cu rezemare elastică faţă de cupă, cu amortizor hidraulic şi cu prindere rigidă a cupei de banca fuselor. Acest fus textil are simbolul HL.

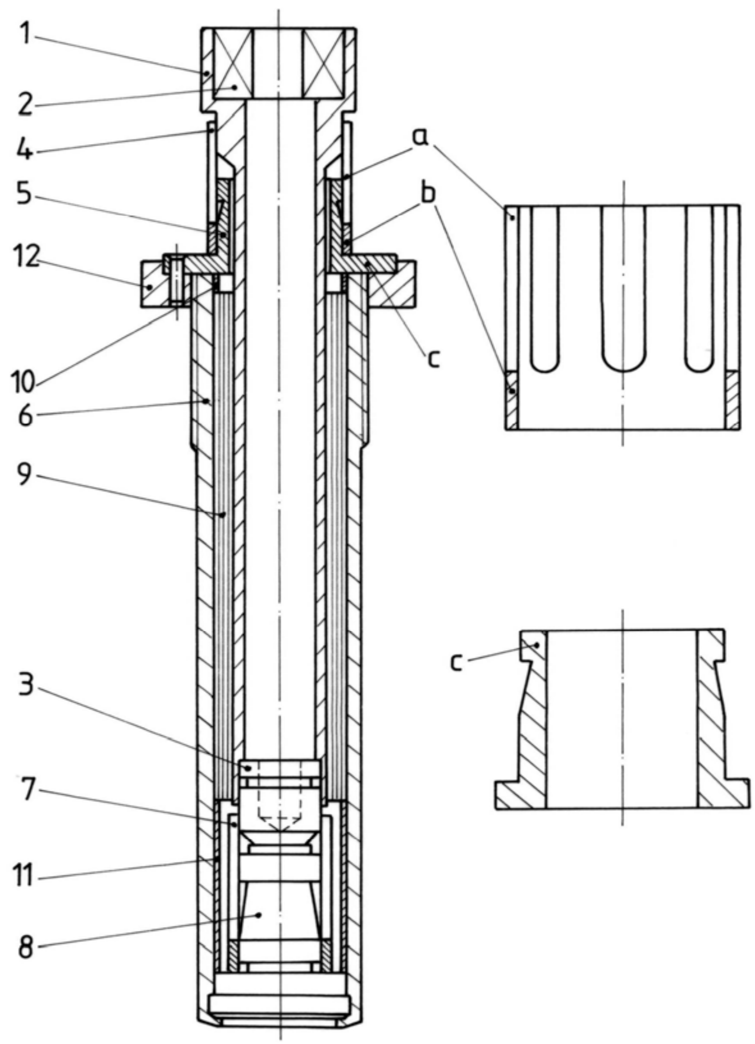


Fig. 8.49

Suportul de fus textil este alcătuit din tubul rigid 1, rulmentul 2. crapodina 3, arcul tubular superior 4, suportul arcului tubular superior 5, cupa 6, arcul tubular inferior 7, suportul arcului tubular inferior 8, amortizorul hidraulic 9, distanţierele 10 şi 11 şi niturile 12.

În tubul rigid 1 sunt fixate rulmentul 2 şi crapodina 3, asigurându-se astfel alinierea lagărelor şi condiţii optime pentru rotirea tijei fusului.

Rezemarea capătului superior al tubului de legătură 1 de cupa 6 se obţine cu arcul tubular 4, care cu partea superioară **a** sub formă de lamele se sprijină elastic de tub, partea inferioară inelară **b** fiind prinsă de suportul 5 fixat de cupă prin trei nituri 12.

Rezemarea capătului inferior a tubului rigid faţă de cupă se realizează cu arcul tubular 7, ale cărui lamele se sprijină pe crapodina 3, iar partea inferioară este prinsă de suportul 8 fixat de cupă.

Suportul arcului superior 5 este prevăzut cu gulerul inelar *c*, pe care se reazemă lamelele arcului tubular, soluţie utilizată şi la suportul arcului inferior 8. Amortizorul hidraulic 9, aşezat între tubul rigid şi cupă acţionează asupra întregului sistem oscilant (tub rigid +tijă+bobină).

Această nouă soluţie constructivă prezintă următoarele îmbunătăţiri faţă de alte soluţii cunoscute:

- se creează posibilitatea funcţionării sistemului oscilant cu punct de oscilaţie în apropierea centrului său de masă;
- se obţine centrare mai bună şi stabilă a tijei fusului faţă de cupă ceea ce oferă precizie sporită atât pentru perpendicularitatea axei tijei faţă de banca fuselor, cât şi pentru centrarea fusului faţă de inel;
- se îmbunătăţesc indicii privind producţia, productivitatea, consumul de putere, calitatea firelor prelucrate, fiabilitatea.

În vederea stabilirii performanţelor funcţionale şi de exploatare pentru noua soluţie de suport textil, au fost executate modele experimentale pentru un fus care să suporte o bobină de 1,43 kg (mosor + fir).

Fundamentarea teoretică a noii soluţii, standul pe care s-au efectuat încercările şi datele experimentale sunt prezentate în capitolele 10 şi 11.

Această nouă soluţie constructivă de fus textil este apreciată cu 14,5 puncte în conformitate cu criteriile menţionate în paragraful 8.4.2., cu un punct mai mult pentru centrarea şi alinierea lagărelor faţă de fusul de la nr. crt. 7 din tabelul 8.8.

8.2. Dinamica fuselor textile

Principalii factori care favorizează apariţia variaţiilor perturbatoare de tensiune pe traseul cursor-bobină la maşinile de filat cu inele sunt:

- montajul defectuos al inelelor;
- ovalitatea inelelor;
- apariția unor jocuri prea mari în lagărele de ghidare a tijelor fuselor;
- nerespectarea condiției de ortogonalitate a axei nedeformate a fuselor față de planul băncii inelelor;
- valorile prea mari ale amplitudinilor vibrațiilor tijelor fuselor.

Influențele dăunătoare ale primilor patru factori pot fi, în mare măsură, înlăturate fie printr-un reglaj atent al maşinii, fie prin înlocuirea pieselor cu uzuri care depăşesc anumite limite.

Vibrațiile fuselor, prin natura soluțiilor tehnice folosite în construcția lor, nu vor putea fi niciodată complet evitate şi de aceea este necesar ca studiul dinamic al maşinilor de filat cu inel să ia în considerare şi influența acestor vibrații asupra variației tensiunii din fir pe traseul cursor-bobină.

Dinamica fuselor textile ridică probleme complexe care pot fi rezolvate numai cu ajutorul mijloacelor moderne de calcul, urmărindu-se parametri care permit aprecieri asupra performanțelor funcționale şi de exploatare ale fuselor textile, cum sunt: apltitudinile vibrațiilor, vitezele critice de ordinul I şi ordinul II, prezența eventualelor oscilații şi rezonanțe subarmonice.

8.2.1. Studii teoretice asupra diamicii fuselor textile cu rezemare elastică a lagărului inferior

8.2.1.1. Varianta I de studiu

Metoda de studiu apelează la un model de calcul ce consideră sistemul mecanic în toata complexitatea lui şi cu toate conexiunile esențiale, atât interne cât şi cu exteriorul (caracteristicile elastice şi de amortizare ale cuplajelor, dezechilibrul bobinei, momentul motor).

Ecuațiile de mişcare ale modelului se construiesc pe baza ecuațiilor Lagrange de speța a II-a a căror rezolvare este asistată de calculator. Neliniaritățile privind caracteristicile elastice si de amortizare pot fi incluse în forțele generalizate prin intermediul expresiilor energiilor potențială şi disipativă, ținând seama că neliniaritățile structurale sunt intrinsec conținute în expresia energiei cinetice.

În figura 8.50 este prezentata schema pentru studiul teoretic al dinamicii fuselor textile, adoptată la doua soluții constructive de fuse:

- cu rezemare elastică numai a lagărului inferior;
- cu rezemare elastică a ambelor lagăre.

În categoria fuselor cu rezemare elastică numai a lagărului inferior se încadrează fusele textile tip HF şi tip HZ, executate şi la noi în ţară la S.C. Cugir S.A. dupa licenţa SKF; modelele fizic şi matematic sunt prezentate în figura 8.51.

Notaţiile utilizate au următoarele semnificaţii:

1 - tijă fus cu masa M_f;

2 - bobină cu masa M_b;

3 - masă de dezechilibru M_a;

4 - tub rigid de legătură cu masa M_t;

l_1 - lungimea părţii de tijă dintre lagăre;

K – rigiditatea elementului elastic de legatură al lagărului inferior;

c – coeficientul de amortizare al dispozitivului de amortizare.

8.2.1.1.1. Modelul matematic al comportamentului dinamic

Se admit ipotezele:

a) - elementele 1,2 şi 4 se consideră perfect rigide;

b) - bobina, tija şi tubul de legătură dintre lagăre se consideră perfect centrate şi echilibrate dinamic;

c) - în poziţia verticală a axului tijei, elementul elastic nu este deformat;

d) - forţele elastică şi de amortizare sunt situate într-un plan paralel cu un plan fix perpendicular pe axa verticală a tijei în repaos şi au direcţii radiale instantanee în acest plan; ipoteza este justificată de construcţia fusului;

e) - forţa elastică este subordonată legii lui Hooke, iar forţa de amortizare este de tip vâscos;

f) - masa auxiliară (de dezechilibru) este considerată sub forma unui punct material greu de coordonate cunoscute;

g) - se neglijează forţele de frecare din lagăre şi cele faţă de mediul ambiant;

h) - se neglijează forţele normale de acţiune ale curelei pe axa tijei fusului; se ia în considerare numai efectul de cuplu.

Se alege un sistem de axe fixe Oxyz cu originea în mijlocul lagărului superior care este fix, axa Oz fiind suprapusă peste axa geometrică a tijei când aceasta se află în repaos; cele patru elemente au mişcări de rigid în raport cu punctul fix O.

Întrucât tija fusului, bobina şi masa auxiliară execută aceeaşi mişcare concomitent (reperele nu prezintă mişcări relative unele faţă de altele) se ataşează acestui ansamblu un sistem de axe proprii $Q_1 x_1^{'} y_1^{'} z_1^{'}$ care conţine

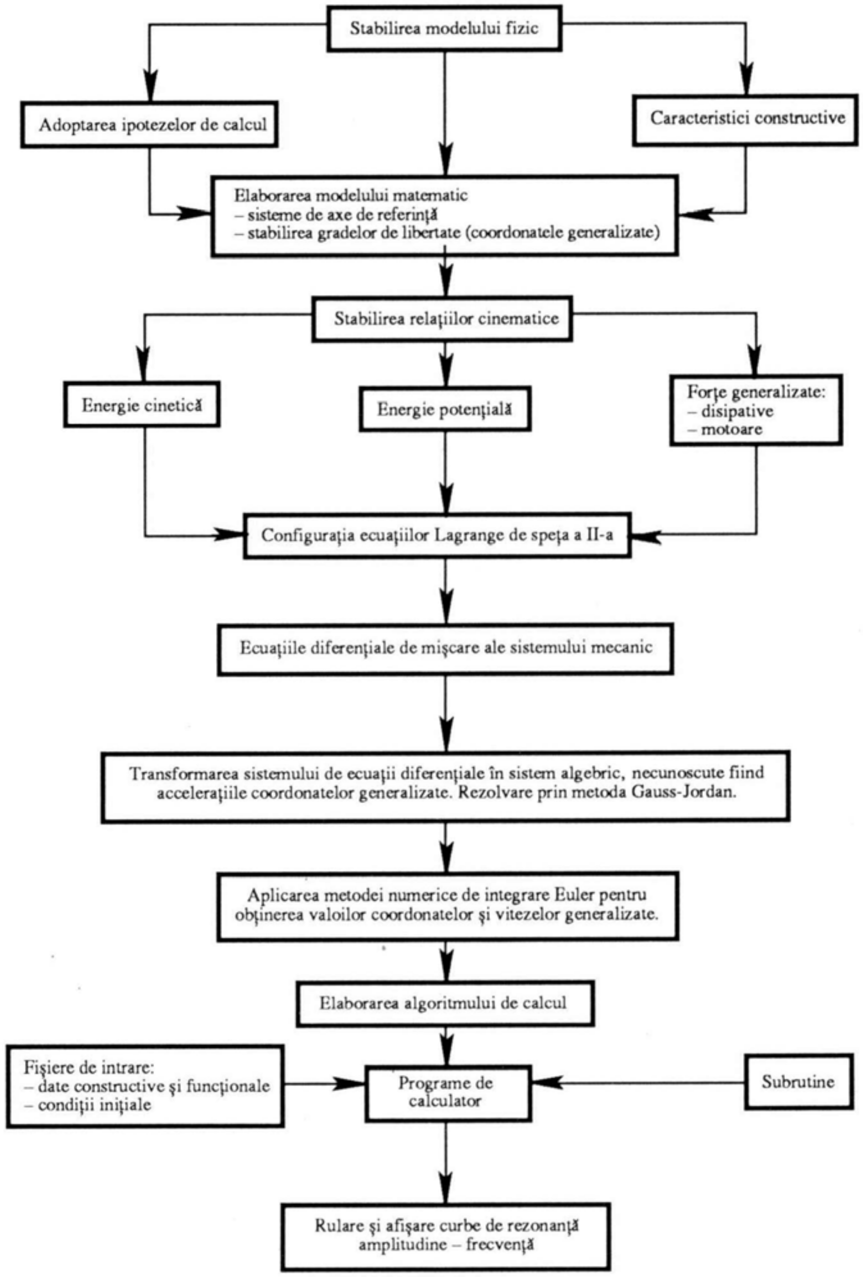

Stabilirea modelului fizic
Adoptarea ipotezelor de calcul
Caracteristici constructive
Elaborarea modelului matematic
– sisteme de axe de referinţă
– stabilirea gradelor de libertate (coordonatele generalizate)
Stabilirea relaţiilor cinematice
Energie cinetică
Energie potenţială
Forţe generalizate:
– disipative
– motoare
Configuraţia ecuaţiilor Lagrange de speţa a II-a
Ecuaţiile diferenţiale de mişcare ale sistemului mecanic
Transformarea sistemului de ecuaţii diferenţiale în sistem algebric, necunoscute fiind acceleraţiile coordonatelor generalizate. Rezolvare prin metoda Gauss-Jordan.
Aplicarea metodei numerice de integrare Euler pentru obţinerea valoilor coordonatelor şi vitezelor generalizate.
Elaborarea algoritmului de calcul
Fişiere de intrare:
– date constructive şi funcţionale
– condiţii iniţiale
Programe de calculator
Subrutine
Rulare şi afişare curbe de rezonanţă amplitudine – frecvenţă

Fig 8.50

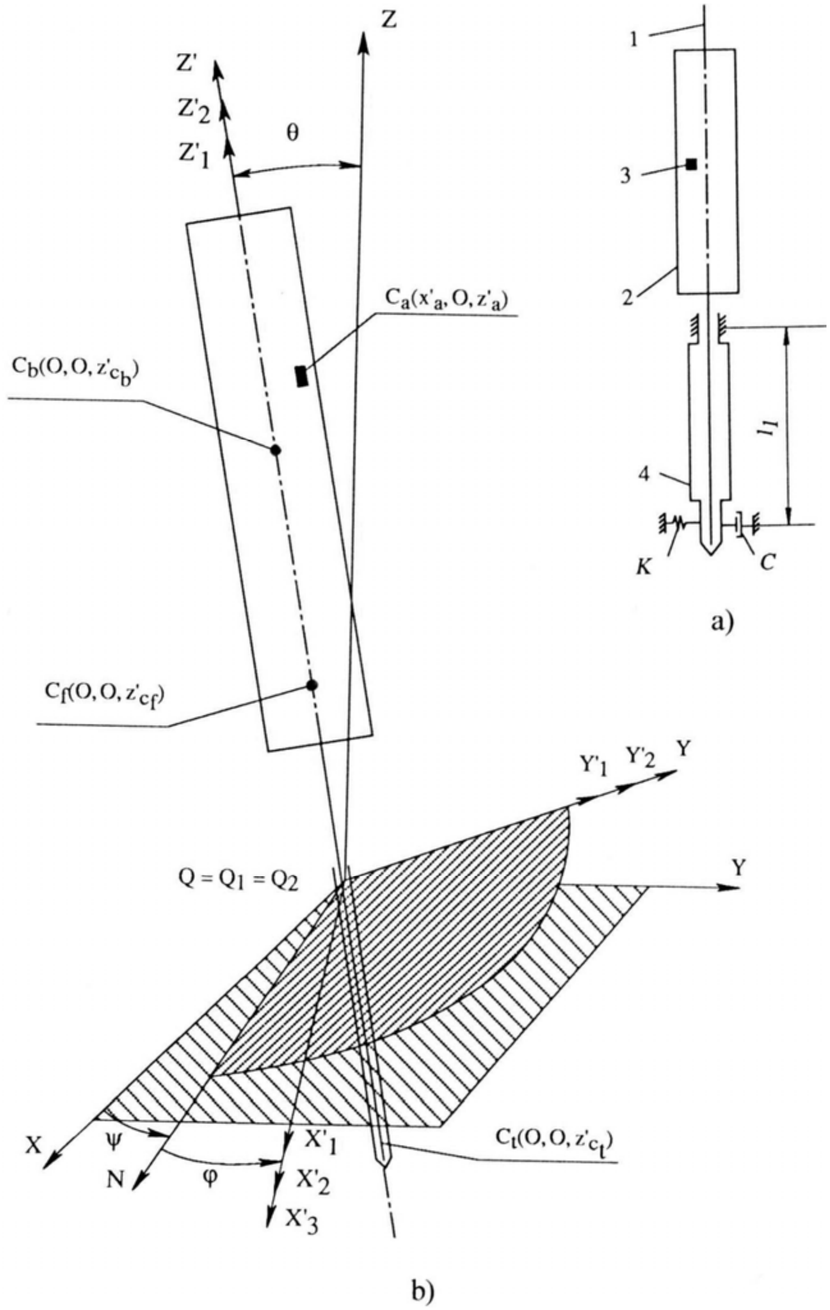

Z'
Z'2
Z'1
θ
Z
1
3
2
4
l1
K
C
a)
Ca(x'a, O, z'a)
Cb(O, O, z'cb)
Cf(O, O, z'cf)
Y'1
Y'2
Y
Q = Q1 = Q2
Y
X
ψ
N
φ
X'1
X'2
X'3
Ct(O, O, z'ct)
b)

Fig 8.51

în planul $x_1^{'}Q_1y_1^{'}$ masa M_a.

Tubul de legătură dintre lagăre, spre deosebire de celelalte componente considerate rigide, nu execută mişcare de rotație în jurul propriei axe care aparține unui sistem ataşat independent acestui element $Q_2x_2^{'}y_2^{'}z_2^{'}$.

În aceste condiții punctul O este ales ca origine comună a celor două repere mobile $Q_1x_1^{'}y_1^{'}z_1^{'}$ şi $Q_2x_2^{'}y_2^{'}z_2^{'}$. $(O \equiv Q_1 \equiv Q_2)$

Cei şase parametri de poziție ai elemetelor sunt reprezentați prin cele două serii de unghiuri Euler $\phi_1, \psi_1, \varphi_1, \phi_2, \psi_2, \varphi_2$, între care se stabilesc următoarele ecuații de legătură:

$$\begin{aligned} f_1(\theta_1,\theta_2) &= \theta_1 - \theta_2 = 0 \\ f_2(\Psi_1,\Psi_2) &= \Psi_1 - \Psi_2 = 0 \\ f_3(\varphi_2) &= \varphi_2 - \varphi_{20} = 0 \end{aligned} \tag{8.1}$$

Ultima ecuație este justificată de faptul că tubul de legătură a lagărelor nu are mişcare de rotație proprie $(\varphi_2 = 0, \varphi_{20} = 0)$. In baza relațiilor (8.1) se utilizează notațiile:

$$\theta = \theta_1 = \theta_2; \Psi = \Psi_1 = \Psi_2; \varphi = \varphi_1; \varphi_2 = 0$$

Astfel cele doua triedre mobile vor coincide perfect, adică: $Ox'y'z' \equiv Q_1x_1^{'}y_1^{'}z_1^{'} \equiv Q_2x_2^{'}y_2^{'}z_2^{'}$.

În aceste condiții centrele de masă ale elementelor componente au coordonatele: $C_f(0,0,z_{cf}^{'})$ pentru fus, $C_b(0,0,z_{cb}^{'})$ pentru bobină $C_a(x_a^{'},0,z_a^{'})$ pentru masa auxiliară.

Ca o consecință a ipotezei b) rezultă că axele reperului mobil $Ox'y'z'$ sunt axe principale de inerție la polul O pentru tijă, bobină şi tub de legatură, iar axa Oz este chiar axă centrală de inerție.

Se consideră cunoscute următoarele date:

- lungimea fusului l_1;
- caracteristicile inerțiale - masele (M_i, M_b, M_t, M_a) şi momentele de inerție $(J_{xx'}^{'}, J_{yy'}^{'}, J_{zz'}^{'})$ calculate în raport cu punctul O pentru tijă bobină şi tub;
- coordonatele centrelor de masă corespunzătoare tuturor elementelor componente;
- caracteristicile dinamice – constanta cuplajului elastic K si coeficientul de amortizare c.

Observație: pentru că axele sistemului mobil sunt axe principale de inerție rezultă: $J'_{xx'} \equiv J'_{yy'}$ la reperele 1,2 şi 4.

Pentru rezolvarea dinamicii sistemului oscilant se folosesc ecuațiile Lagrange de speța a II-a – relațiile 8.2. Coordonatele generalizate pentru modelul adoptat corespund unghiurilor lui Euler - θ, ψ, φ şi reprezintă cele trei grade de libertate caracteristice sistemului.

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial Ec}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial Ec}{\partial \theta} &= \frac{\partial \upsilon}{\partial \theta} + Q_{\theta}^{(dis)} + Q_{\theta}^{(m)} \\
\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial Ec}{\partial \dot{\Psi}} - \frac{\partial Ec}{\partial \Psi} &= \frac{\partial \upsilon}{\partial \theta} + Q_{\Psi}^{(dis)} + Q_{\Psi}^{(m)} \\
\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial Ec}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial Ec}{\partial \varphi} &= \frac{\partial \upsilon}{\partial \theta} + Q_{\varphi}^{(dis)} + Q_{\varphi}^{(m)}
\end{aligned} \tag{8.2}$$

în care: E_c - energia cinetică a sistemului, υ - energia potențială a sistemului, $Q^{(dis)}$ - forțele generalizate disipative, $Q^{(m)}$ - forțele generalizate motoare.

8.2.1.1.2. Stabilirea relațiilor cinematice necesare studiului dinamic

Cosinusurile directoare, viteza unghiulară şi proiecțiile acesteia pe axele reperului mobil $Ox'y'z'$ pentru subansamblul tijă-bobină-masă auxiliară sunt:

$$\begin{cases}
\alpha_{xx} = \cos\Psi\cdot\cos\varphi - \cos\theta\cdot\sin\Psi\cdot\sin\varphi \\
\alpha_{xy} = \sin\Psi\cdot\cos\varphi - \cos\theta\cdot\cos\Psi\cdot\sin\varphi \\
\alpha_{xz} = \sin\theta\cdot\sin\varphi \\
\alpha_{yx} = -\cos\Psi\cdot\sin\varphi - \cos\theta\cdot\sin\Psi\cdot\cos\varphi \\
\alpha_{yy} = -\sin\Psi\cdot\sin\varphi + \cos\theta\cdot\cos\Psi\cdot\cos\phi \\
\alpha_{yz} = \sin\theta\cdot\cos\varphi \\
\alpha_{zx} = \sin\theta\cdot\sin\Psi \\
\alpha_{zy} = -\sin\theta\cdot\cos\Psi \\
\alpha_{zz} = \cos\theta
\end{cases} \tag{8.3}$$

$$\varpi = \dot{\Psi}\cdot \bar{k} + \dot{\varphi}\cdot \bar{k}' + \dot{\theta}\cdot \bar{n} \tag{8.4}$$

$$\begin{cases} \omega_x' = \dot{\Psi}\cdot\alpha_{xy} + \dot{\theta}\cdot\cos\varphi \\ \omega_y' = \dot{\Psi}\cdot\alpha_{yz} + \dot{\theta}\cdot\sin\varphi \\ \omega_y' = \dot{\Psi}\cdot\alpha_{zz} + \dot{\varphi} \end{cases} \tag{8.5}$$

Pentru tubul de legătură $(\varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0)$ relațiile (8.3), (8.4) şi (8.5) capată forma:

$$\begin{cases} \alpha_{xx\,t} = \cos\Psi \\ \alpha_{xy_t} = \sin\Psi \\ \alpha_{xz_t} = 0 \\ \alpha_{yx_t} = -\cos\theta\cdot\sin\Psi \\ \alpha_{yy_t} = \cos\theta\cdot\cos\Psi \\ \alpha_{yz_t} = \sin\theta \\ \alpha_{zx_t} = \sin\theta\cdot\sin\Psi \\ \alpha_{zy_t} = -\sin\theta\cdot\cos\Psi \\ \alpha_{zz_t} = \cos\theta \end{cases} \tag{8.6}$$

$$\varpi_t = \dot{\Psi}\cdot\bar{k} + \dot{\theta}\cdot\bar{n} \tag{8.7}$$

$$\begin{cases} \omega_{x_t} = \dot{\theta} \\ \omega_{y_t} = \dot{\Psi}\cdot\sin\theta \\ \omega_{z_t} = \dot{\Psi}\cdot\cos\theta \end{cases} \tag{8.8}$$

8.2.1.1.3. Stabilirea energiei cinetice a sistemului mecanic în funcție de parametri lagrangeieni şi de vitezele generalizate

Energia cinetica a sistemului este:

$$E_c = E_{c1} + E_{ct} + E_{ca} \tag{8.9}$$

în care:

E_{c1} - energia cinetică a subansamblului tijă-bobină,

$$E_{c_1} = \frac{1}{2}\cdot\left[\left(J'_{xx_y} + J'_{xx_b}\right)\cdot\left(\omega_x'^2 + \omega_y'^2\right) + \left(J'_{zz_y} + J'_{zz_b}\right)\cdot\omega_z'^2\right] \tag{8.10}$$

E_{ct} - energia cinetică a tubului de legătură a lagărelor,

$$E_{c_t} = \frac{1}{2}\cdot\left[J'_{xx_t}\cdot\left(\omega_{x_t}'^2 + \omega_{y_t}'^2\right) + J'_{zz_y}\cdot\omega_{z_t}'^2\right] \tag{8.11}$$

E_{ca} - energia cinetică a masei de dezechilibru.

Aceste trei categorii de energii sunt definite de relațiile

$$E_{c_a} = \frac{1}{2} \cdot M_a \cdot \left[z_a'^2 \cdot \omega_x'^2 + \left(x_a'^2 + z_a'^2 \right) \cdot \omega_y'^2 + x_a'^2 \cdot \omega_z'^2 - 2 \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \omega_x' \cdot \omega_z' \right] \quad (8.12)$$

Prin înlocuiri succesive a relațiilor (8.5) şi (8.8) în (8.10), (8.11) şi (8.12), respectiv a acestora în (8.9) se obține expresia finală corespunzătoare energiei cinetice a sistemului:

$$\begin{aligned}
E_c = {} & \frac{1}{2} \cdot \left(J'_{xx_J} + J'_{xx_b} + J'_{xx_t} + M_a \cdot z_a'^2 + M_a \cdot x_a'^2 \cdot \sin^2 \varphi \right) \cdot \dot{\theta}^2 + \\
& + \frac{1}{2} \cdot \left(J'_{zz_J} + J'_{zz_b} + J'_{zz_t} + M_a \cdot x_a'^2 - M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \sin 2\theta \cdot \sin 2\varphi \right) - \\
& - M_a \cdot x_a'^2 \cdot \sin^2 \theta \cdot \sin^2 \varphi \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(J'_{xx_J} + J'_{xx_b} + J'_{xx_t} + M_a \cdot z_a'^2 + M_a \cdot x_a'^2 \right) - \\
& - \frac{1}{2} \cdot \left(J'_{zz_J} + J'_{zz_b} + J'_{zz_t} \right) \cdot \dot{\Psi}^2 \cdot \sin^2 \theta - \frac{1}{2} \cdot M_a \cdot x_a'^2 \cdot \sin \theta \cdot \sin 2\varphi \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\Psi} - \\
& - \frac{1}{2} \cdot M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\Psi} - M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + \\
& + \frac{1}{2} \cdot \left(J'_{zz_J} + J'_{zz_b} + M_a \cdot x_a'^2 \right) \cdot \dot{\varphi}^2 + \dot{\Psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \theta \cdot \left(J'_{zz_J} + J'_{zz_b} + M_a \cdot x_a'^2 \right) + \\
& + \dot{\Psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \theta \cdot \sin \varphi \cdot M_a \cdot x_a' \cdot z_a'
\end{aligned} \quad (8.13)$$

8.2.1.1.4. Calculul forțelor generalizate ale sistemului mecanic

Energia potențială a sistemului este:

$$\upsilon = \upsilon_1 + \upsilon_2 \quad (8.14)$$

în care, υ_1 este energia forțelor de greutate,

υ_2 - energia forțelor elastice de la lagărul inferior.

$$\upsilon_1 = M \cdot g \cdot z_c \quad (8.15)$$

$$\upsilon_2 = \frac{1}{2} \cdot K \cdot r^2 \quad (8.16)$$

În relațiile (8.15) şi (8.16) mărimile M, z_c şi r au semnificațiile:

$- M = M_f + M_b + M_t + M_a$ - masa totală a sistemului, (8.16a)

- r -distanța centrului lagărului inferior în raport cu axa Oz la un moment dat,

$$r^2 = x_E^2 + y_E^2 \tag{8.17}$$

cu $x_E = l_1 \cdot \alpha_{zx_t}, y_E = \alpha_{yx_t}$, $r^2 = l_1^2 \cdot \sin^2\theta$

- z_c - coordonata pe axa Oz a centrului de masă a întregului sistem,

$$z_c = \frac{M_f \cdot z_{c_f} + M_b \cdot z_{c_b} + M_t \cdot z_{c_r} + M_a \cdot z_a}{M_f + M_b + M_t + M_a} \tag{8.18}$$

în care:

$$z_{c_f} = z'_{c_f} \cdot \alpha_{zz},\ z_{cb} = z'_{cb} \cdot \alpha'_{zz},\ z'_{ct} \cdot \alpha_{zz},\ z_{ca} = x'_a \cdot \alpha_{zz} + z'_a \cdot \alpha_{zz} \tag{8.19}$$

Prin înlocuiri corespunzătore a relaţiilor (8.8), (8.15), (8.16), (8.17), (8.18) şi (8.19) în (8.14) se obţine expresia energiei potenţiale:

$$\begin{aligned} \upsilon = (M_f \cdot z'_{c_f} + M_b \cdot z'_{c_b} + M_t \cdot z'_{c_t} + M_a \cdot z'_a) \cdot g \cdot \cos\theta + \\ + M_a \cdot g \cdot x'_a \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi + \frac{1}{2} \cdot K \cdot l_1^2 \cdot \sin^2\theta \end{aligned} \tag{8.20}$$

Forţele generalizate disipative $Q^{(dis)}$ apar datorită sistemului de amortizare. Rezistenţa de amortizare are, în ipotezele de lucru adoptate, expresia:

$$Q_a = -c \cdot \dot{r} \tag{8.21}$$

Cu ajutorul acestei forţe se scrie expresia funcţiei disipative totale a lui Rayleigh:

$$\Re = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \dot{r}^2 \tag{8.22}$$

în care $\dot{r}^2 = \dot{x}_E^2 + \dot{y}_E^2 = l_1^2 \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos^2\theta + l_1^2 \cdot \dot{\Psi}^2 \cdot \sin^2\theta$

Astfel se obţin forţele generalizate disipative:

$$\begin{aligned} Q_\theta^{(dis)} &= -\frac{\partial \Re}{\partial \dot{\theta}} = -c \cdot l_1^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \cos^2\theta \\ Q_\Psi^{(dis)} &= -\frac{\partial \Re}{\partial \dot{\psi}} = -c \cdot l_1^2 \cdot \dot{\Psi} \cdot \sin^2\theta \\ Q_\varphi^{(dis)} &= -\frac{\partial \Re}{\partial \dot{\varphi}} = 0 \end{aligned} \tag{8.23}$$

Fusul este pus în mişcare de rotaţie datorită cuplului motor aplicat în exterior $-\mathcal{M}_m = \mathcal{M}_m \cdot \bar{k}'$. Forţele generalizate corespunzătoare acestuia sunt:

$$
\begin{aligned}
&Q_{\theta}^{(m)} = 0\\
&Q_{\Psi}^{(m)} = \mathcal{M}_m \cdot \cos\theta\\
&Q_{\varphi}^{(m)} = \mathcal{M}_m
\end{aligned}
\tag{8.24}
$$

8.2.1.1.5. Stabilirea ecuațiilor diferențiale de mişcare ale sistemului mecanic

În vederea obținerii ecuațiilor de mişcare ale sistemului mecanic se prelucrează în mod corespunzător expresiile energiei cinetice (8.13) şi a energiei potențiale (8.20) în raport cu parametri lagrangeieni şi cu vitezele generalizate. Termenii obtinuți, împreună cu relațiile forțelor generalizate disipative şi forțelor generalizate motoare se înlocuiesc în ecuațiile Lagrange de speța a II-a (8.2). Astfel se stabileşte, pentru mişcarea ansamblului studiat, un sistem de trei ecuații diferențiale cuplate în variabilele θ, ψ, φ de ordinul 2, gradul 2, neomogene şi neliniare, care au forma:

$$
\begin{aligned}
&\left(I + M_a \cdot z_a^{'2}\right)\cdot \ddot{\theta} + M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \ddot{\theta}\cdot \sin^2\varphi + l_1^2 \cdot c \cdot \dot{\theta}\cdot \cos^2\theta + M_a \cdot x_a^{'} \cdot \dot{\theta}\cdot \dot{\varphi}\cdot \sin 2\varphi -\\
&- 0.5 \cdot k \cdot l_1^2 \cdot \sin 2\theta - g \cdot (D + M_a \cdot z_a^{'}) \cdot \sin\theta + M_a \cdot g \cdot x_a^{'} \cdot \cos\theta \cdot \sin\varphi -\\
&- 0.5 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \ddot{\Psi}\cdot \sin\theta \cdot \sin 2\varphi - M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\Psi}\cdot \cos\theta \cdot \cos\varphi +\\
&+ 0.5 \cdot (J + L - I - M_a \cdot z_a^{'2}) \cdot \dot{\Psi}^2 \cdot \sin 2\theta + 0.5 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\Psi}^2 \cdot \sin 2\theta \cdot \sin^2\varphi +\\
&+ M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\Psi}^2 \cdot \cos 2\theta \cdot \sin\varphi + 2M_a \cdot x_a^{'2} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\Psi} \cdot \dot{\varphi}\cdot \sin^2\varphi \cdot \sin\theta +\\
&+ 2 \cdot M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\Psi} \cdot \dot{\varphi}\cdot \cos\theta \cdot \sin\varphi + J \cdot \dot{\Psi} \cdot \dot{\varphi}\cdot \sin\theta - M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\varphi}\cdot \cos\varphi +\\
&+ M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \varphi^2 \cdot \sin\varphi = 0
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
&- 0.5 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \ddot{\theta}\cdot \sin\theta \cdot \sin 2\varphi - M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\theta}\cdot \cos\theta \cdot \cos\varphi -\\
&- M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos\theta \cdot \sin 2\varphi + M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi -\\
&- (J + M_a \cdot x_a^{'2}) \cdot \dot{\theta}\cdot \dot{\varphi}\cdot \sin\theta - M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\theta}\cdot \dot{\varphi}\cdot \sin\theta \cdot \sin 2\varphi - M_m \cdot \cos\theta +\\
&+ (J + L + M_a \cdot x_a^{'2}) \cdot \ddot{\Psi} + (I - J - L + M_a \cdot z_a^{'2}) \cdot \ddot{\Psi}\cdot \sin^2\theta -\\
&- M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \ddot{\Psi}\cdot \sin^2\varphi \cdot \sin^2\theta - M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\Psi}\cdot \sin 2\theta \cdot \sin\varphi +\\
&+ (I - J - L + M_a \cdot z_a^{'2}) \cdot \ddot{\Psi}\cdot \sin 2\theta - M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\Psi}\cdot \dot{\theta}\cdot \sin 2\theta \cdot \sin^2\varphi -\\
&- 2 \cdot M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\Psi}\cdot \dot{\theta} \cdot \cos 2\theta \cdot \sin\varphi - M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'}\, \dot{\Psi}\cdot \dot{\varphi}\cdot \sin 2\theta \cdot \cos\varphi -\\
&- M_a \cdot x_a^{'2} \dot{\psi} \cdot \dot{\theta} \cdot \sin^2\theta \cdot \sin 2\varphi + \left(J + M_a \cdot x_a^{'2}\right)\cdot \ddot{\varphi} \cdot \cos\theta -\\
&- M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi - M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta + l_1^2 \cdot c \cdot \dot{\Psi}\cdot \sin^2\theta = 0
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
&-M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos\varphi - 0.5 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin 2\varphi - J \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\Psi} \cdot \sin\theta - \\
&-2 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\Psi} \cdot \sin^2\varphi \cdot \sin\theta - 2 \cdot M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\Psi} \cdot \cos\theta \cdot \sin\varphi + \\
&+(J + M_a \cdot x_a^{'2}) \cdot \ddot{\Psi} \cdot \cos\theta - M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\Psi} \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi + \\
&+0.5 \cdot M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin 2\theta \cdot \cos\varphi + 0.5 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \sin 2\varphi + \\
&+(J + M_a \cdot x_a^{'2}) \cdot \ddot{\varphi} - \mathcal{M}_m + M_a \cdot g \cdot x_a^{'} \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi = 0
\end{aligned} \tag{8.25}
$$

În aceste relații au fost utilizate notațiile:

$$D = M_f \cdot z_{c_f}^{'} + M_b \cdot z_{c_b}^{'} + M_t \cdot z_{c_t}^{'} \tag{8.26}$$

$$I = J_{xx_f}^{'} + J_{xx_b}^{'} + J_{xx_t}^{'} \tag{8.27}$$

$$J = J_{zz_f}^{'} + J_{zz_b}^{'} \tag{8.28}$$

$$L = J_{zz_f}^{'} \tag{8.29}$$

Pentru simplificarea sistemului (8.25) se elimină între a doua şi a treia ecuație cuplul motor M_m care se determină ulterior ca o funcție de $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}, \psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}, t$. De asemenea se consideră că acționarea fusului este realizată cu ajutorul unei legi de mişcare cunoscută corespunzătoare gradului de libertate φ; de exemplu se adoptă antrenarea fusului cu accelerație constantă, adică $\ddot{\varphi} = \varepsilon,\ \dot{\varphi} = \varepsilon \cdot t,\ \varphi = 0.5 \cdot \varepsilon \cdot t^2$ cu ($\varphi_0 = 0$ la t=0). Pe baza celor menționate anterior, sistemul de ecuații diferențiale (8.25) devine:

$$
\begin{aligned}
&\left(I + M_a \cdot z_a^{'2}\right) \cdot \ddot{\theta} + M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin^2\varphi + l_1^2 \cdot c \cdot \dot{\theta} \cdot \cos^2\theta + \\
&+M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin 2\varphi - 0.5 \cdot k \cdot l_1^2 \cdot \sin 2\theta - g \cdot (D + M_a \cdot z_a^{'}) \cdot \sin\theta + \\
&+M_a \cdot g \cdot x_a^{'} \cdot \cos\theta \cdot \sin\varphi - 0.5 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \ddot{\Psi} \cdot \sin\theta \cdot \sin 2\varphi - \\
&-M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\Psi} \cdot \cos\theta \cdot \cos\varphi - 0.5 \cdot M_a \cdot (J + L - I - M_a \cdot z_a^{'2}) \cdot \dot{\Psi}^2 \cdot \sin 2\theta + \\
&+0.5 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\Psi}^2 \cdot \sin 2\theta \cdot \sin^2\varphi + M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos 2\theta \cdot \sin\varphi + \\
&+2 \cdot M_a \cdot x_a^{'2} \cdot \dot{\Psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin^2\varphi \cdot \sin\theta + 2 \cdot M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \dot{\Psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos\theta \cdot \sin\varphi + \\
&+J \cdot \dot{\Psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\theta - M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \ddot{\varphi} \cdot \cos\varphi + M_a \cdot x_a^{'} \cdot z_a^{'} \cdot \varphi^2 \cdot \sin\varphi = 0 \cdot
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
&0.5\cdot M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\ddot{\theta}\cdot\sin\theta\cdot\sin 2\varphi - M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\dot{\theta}^2\cdot\sin\theta\cdot\cos\varphi +\\
&+(I-0.5\cdot J-L+M_a\cdot z_a^{'2})\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\psi}\cdot\sin 2\theta + 2\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\Psi}\cdot\sin^2\theta\cdot\sin\varphi +\\
&+2\cdot M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\theta\cdot\sin^2\varphi - (J+2\cdot M_a\cdot x_a^{'2})\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\theta + L\cdot\ddot{\Psi} +\\
&+(I-L+M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'2})\cdot\ddot{\psi}\cdot\sin^2\theta - 0.5\cdot M_a\cdot\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\ddot{\Psi}\cdot\sin 2\theta\cdot\sin\varphi -\\
&-M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\ddot{\Psi}\cdot\sin^2\theta\cdot\sin^2\varphi - 0.5\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\dot{\Psi}^2\cdot\cos\theta\cdot\sin 2\theta\cdot\cos\varphi -\\
&-0.25\cdot M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\dot{\Psi}^2\cdot\sin 2\theta\cdot\sin\theta\cdot\sin 2\varphi - M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\dot{\varphi}\cdot\dot{\psi}\cdot\sin 2\theta\cdot\cos\varphi -\\
&-M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\psi}\cdot\sin^2\theta\cdot\sin 2\varphi - 0.5\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot g\cdot\sin 2\theta\cdot\cos\varphi -\\
&-M_a\cdot x_a^{'2}\cdot z_a^{'}\cdot\ddot{\varphi}\cdot\sin\theta\cdot\sin\varphi - M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\sin\theta\cdot\cos\varphi + l_1^2\cdot c\cdot\dot{\psi}\cdot\sin^2\theta = 0
\end{aligned}
\tag{8.30}
$$

8.2.1.2. Varianta a II-a de studiu

Pentru această variantă studiul este realizat în următoarele ipoteze de lucru:

1. Întregul fus, împreună cu corpul fixat pe el, este considerat rigid;
2. Punctul teoretic de legătură realizat prin reazemul superior este considerat punct fix al fusului. Acest punct va fi ales ca origine Q a reperului Qx´y´z´ invariabil legat de fus, a cărui axă Qz´ va coincide cu axa de rotație a fusului.
3. Legătura prin lagărul pivot este considerată o legătură elastică cu masa neglijabilă, dar cu amortizare liniară, corespunzătoare unei valori medii a constantei de amortizare.
4. Centrul de masă al ansamblului fus-bobină, este situat într-o poziție dezaxată, prezentând excentricitatea ***e*** față de axa fusului şi fiind plasat la distanța ***a*** de planul normal în Q la axa de rotație a fusului (planul Qx´y´); prin alegerea planului ce conține centrul de masă G şi axa fusului ca plan de coordonate Qy´z´, rezultă următoarele coordonate ale centrului G în raport cu reperul Qx´y´z´:

$$x_G^{'} = 0;\quad y_G^{'} = 0;\quad z_G^{'} = 0 \tag{8.31}$$

5. Planul axial Qy´z´, ce conține centrul de masă G, este plan de simetrie în repartiția masei, deci normala în Q la acest plan – axa Qx´ – este axă principală de inerție relativă la polul Q, adică sunt valabile condițiile:

$$J_{x_y}^{'} = J_{x_t}^{'} = 0 \tag{8.32}$$

6. Rotația proprie a fusului, efectuată sub acțiunea cuplului motor al tensiunilor din cureaua de transmisie ce înfăşoară nuca fusului, nu influențează mişcarea vibratorie a fusului, determinată prin parametri de poziție ψ şi θ şi nu este influențată, la rândul ei, de această mişcare vibratorie. Aceasta înseamnă că ecuațiile diferențiale ale mişcării vibratorii a fusului vor putea fi stabilite independent de mişcarea sa de rotație proprie.

7. Excentricitatea *e* nu influențează, practic, mişcarea vibratorie a fusului, deci în această mişcare se va putea considera că elipsoidul de inerție relativ la polul Q este de revoluție, adică sunt valabile condițiile:

$$J'_x = J'_y = J_o; \quad J'_z = J \tag{8.33}$$

8. Excentricitatea ***e*** influențează în schimb mişcarea de rotație proprie a fusului, ceea ce înseamnă că momentul cinetic al lui în polul Q, corespunzător acestei rotații, va avea, ținând seama şi de condițiile (8.32), expresia:

$$\overline{K}_{Q_{(rob)}} = -J^* \cdot \omega_r \cdot \overline{j}' + J \cdot \omega_r \cdot \overline{k}' \tag{8.34}$$

unde prin J*, s-a notat momentul de inerție centrifugal J'_{yz}.

9. Excitația este reprezentată prin acțiunea componentelor tensorului în polul Q al forțelor de inerție ale ansamblului fus-bobină corespunzătoare mişcării de rotație proprie a ansamblului, adică:

$$\overline{F}_{ex} = \overline{F}^{i}_{(rot)} = -M \cdot \overline{a}_{G_{(rot)}};$$
$$\mathcal{M}_{ex_Q} = \mathcal{M}^{i}_{Q} = -\dot{\overline{K}}_{Q_{(rot)}} \tag{8.35}$$

8. Amplitudinile vibrațiilor sunt suficient de mici, încât să se accepte aproximările:

$$\cos\theta \approx 1; \quad \sin\theta \approx 0 \tag{8.36}$$

şi să se admită că punctele fusului rămân în plane orizontale.

Ipotezele de lucru adoptate în paragraful anterior conduc la modelul matematic reprezentat în figura 8.52, cu mişcarea vibratorie determinată prin doi parametrii langrangieni:

$$\begin{aligned} q_1 &= \psi \\ q_2 &= \theta \end{aligned} \tag{8.37}$$

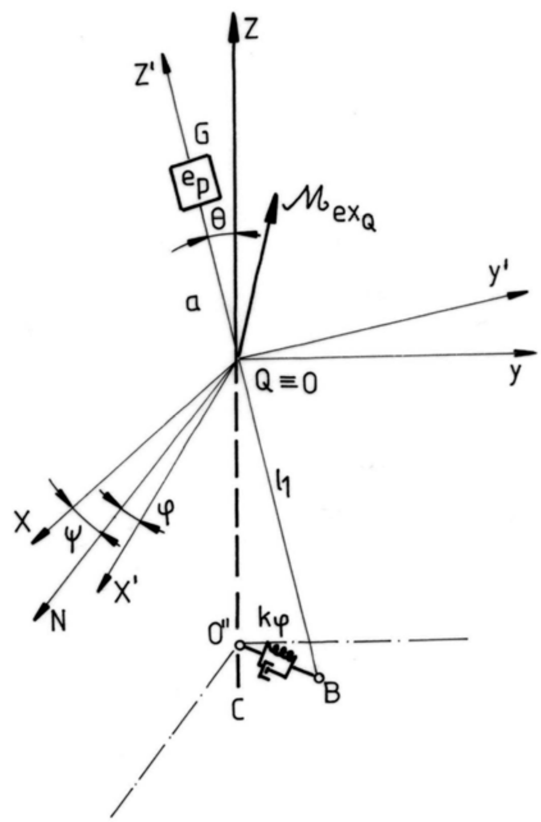


Fig. 8.52

Mişcarea este, deci, descrisă prin două ecuaţii diferenţiale Lagrange, de forma:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\psi}}\right) - \frac{\partial E_c}{\partial \psi} = Q_{e_1} + Q_{a_1} + Q_{ex_1}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\theta}}\right) - \frac{\partial E_c}{\partial \theta} = Q_{e_2} + Q_{a_2} = Q_{ex_2} \qquad (8.38)$$

unde prin Q_{e_K}, Q_{a_K} şi Q_{ex_K} (k = 1,2), au fost notate forţele generalizate corespunzătoare solicitărilor elastice, de amortizare şi, respectiv, de excitaţie.

8.2.1.2.1. Calculul energiei cinetice a sistemului mecanic

Mişcarea vibratorie a fusului se va efectua cu viteza unghiulară dată, în ipotezele de lucru adoptate mai sus, de relaţia:

$$\overline{\omega} = \dot{\psi} \cdot \overline{k} + \dot{\theta} \cdot \overline{n} \tag{8.39}$$

cu proiecţiile pe axele reperului legat rigid având expresiile:

$$\begin{cases} \omega_x' = \dot{\psi} \cdot \alpha_{xz} + \dot{\theta} \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \\ \omega_y' = \dot{\psi} \cdot \alpha_{yz} - \dot{\theta} \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \\ \omega_z' = \dot{\psi} \cdot \alpha_{zz} \end{cases} \tag{8.40}$$

în care cosinuşii directori sunt:

$$\begin{cases} \alpha_{xz} = \sin\theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \\ \alpha_{yz} = \sin\theta \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \\ \alpha_{zz} = \cos\theta \end{cases} \tag{8.41}$$

În baza ipotezei de lucru (7) şi a condiţiilor (8.33), expresia energiei cinetice a fusului corespunzătoare mişcării lui vibratorii, are forma:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot \left[J_o \cdot (\omega_x'^2 + \omega_y'^2) + J \cdot \omega_z'^2\right] \tag{8.42}$$

În baza relaţiilor (8.40) pot fi scrise relaţiile:

$$\omega_x'^2 + \omega_y'^2 = \dot{\psi}^2 \cdot \left[\alpha_{xz}^2 + \alpha_{yz}^2\right] + \dot{\theta}^2 + 2 \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\theta} \cdot \left[\alpha_{xz}' \cdot \cos(\omega_r \cdot t) - \alpha_{yz} \cdot (\omega_r \cdot t)\right]$$

$$\omega_z'^2 = \dot{\psi}^2 \cdot \alpha_{zz}^2 \tag{8.43}$$

Suma din prima paranteză pătrată are, în baza relaţiilor (8.41), următoarea formă:

$$\alpha_{xz}^2 + \alpha_{yz}^2 = \sin^2\theta \tag{8.44}$$

Astfel se mai poate scrie următoarea expresie pentru energia cinetică a sistemului mecanic considerat:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot J_o \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin^2\theta + \frac{1}{2} \cdot J_o \cdot \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \cdot J \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos^2\theta$$

sau încă:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot J_o \cdot \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_o \cdot \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \cdot (J - J_o) \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos^2\theta \tag{8.45}$$

În ipoteza micilor oscilaţii, deci a valabilităţii condiţiilor (8.36), expresia precedentă va lua forma aproximativă:

$$E_c \approx \frac{1}{2} \cdot J_o \cdot \dot{\psi}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_o \cdot \dot{\theta}^2 \tag{8.46}$$

În consecință, derivatele parțiale ale energiei cinetice în raport cu cei doi parametrii langrangieni, şi în raport cu cele două viteze generalizate vor avea valorile:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \psi} = \frac{\partial E_c}{\partial \theta} = 0 \tag{8.47}$$

respectiv:

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\psi}} = J \cdot \dot{\psi}; \quad \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\theta}} = J_o \cdot \dot{\theta} \tag{8.48}$$

8.2.1.2.2. Calculul forțelor generalizate

Calculul forțelor generalizate elastice

Forța elastică exercitată de elementul elastic echivalent cuplajului elastic al lagărului pivot al fusului - figura 8.53, va avea expresia:

$$\overline{F}_e = -k_e \cdot \overline{r}_B^* = -k_e \cdot (\overline{r}_B' - \overline{r}_B^*) \tag{8.49}$$

unde $\mathbf{k_e}$ este constanta elastică iar vectorii care figurează în relație au semnificațiile:

$$\overline{r}_B^* = \overrightarrow{O^* B}; \quad \overline{r}_B' = \overrightarrow{QB}; \quad \overline{r}_o' = \overrightarrow{QO^*}$$

Ipoteza (10) permite însă să se facă aproximările:

$$\overline{r}_B' = -l_1 \cdot \overline{k}'; \quad \overline{\overline{r}_o^* r_o}^* = -l_1 \cdot \overline{k} \tag{8.50}$$

în baza cărora relația (8.49) va lua forma:

$$\overline{F}_e = k_e \cdot l_1 \cdot (\overline{k}' - \overline{k}) \tag{8.51}$$

care, pe axele reperului legat invariabil de fus, are expresiile:

$$\begin{aligned} F'_{e_x} &= -k_e \cdot l_1 \cdot \alpha_{xz} = -k_e \cdot l_1 \cdot \sin\theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \\ F'_{e_y} &= -k_e \cdot l_1 \cdot \alpha_{yz} = -k_e \cdot l_1 \cdot \sin\theta \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \\ F'_{e_z} &= k_e \cdot l_1 \cdot (1 - \alpha_{zz}) = k_e \cdot l_1 \cdot (1 - \cos\theta) \end{aligned} \tag{8.52}$$

Momentul rezultant în polul Q al acestei forțe elastice, determinat prin relația:

$$\mathcal{M}_a(\overline{F}_e) = \mathcal{M}_q(\overline{F}_e) = \overline{r}_B' x \overline{F}_e = \begin{vmatrix} i' & j' & k' \\ 0 & 0 & 0 \\ k_e \cdot l_1 \cdot \alpha_{xz} & k_e \cdot l_1 \cdot \alpha_{yz} & k_e \cdot l_1 \cdot (1 - \alpha_{zz}) \end{vmatrix} \tag{8.53}$$

va avea următoarele proiecții pe axele de coordonate invariabil atașate fusului:

$$\mathcal{M}'_{Q_x}(\overline{F}_e) = -k_e \cdot l_1^2 \cdot \alpha_{yz} = -k_e \cdot l_1^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos(\omega_r \cdot t)$$

$$\mathcal{M}'_{Q_y}(\overline{F}_e) = -k_e \cdot l_1^2 \cdot \alpha_{xz} = -k_e \cdot l_1^2 \cdot \sin\theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \quad \mathcal{M}'_{Q_x}(\overline{F}_e) = 0 \qquad (8.54)$$

$$\mathcal{M}'_{Q_z}(\overline{F}_e) = 0$$

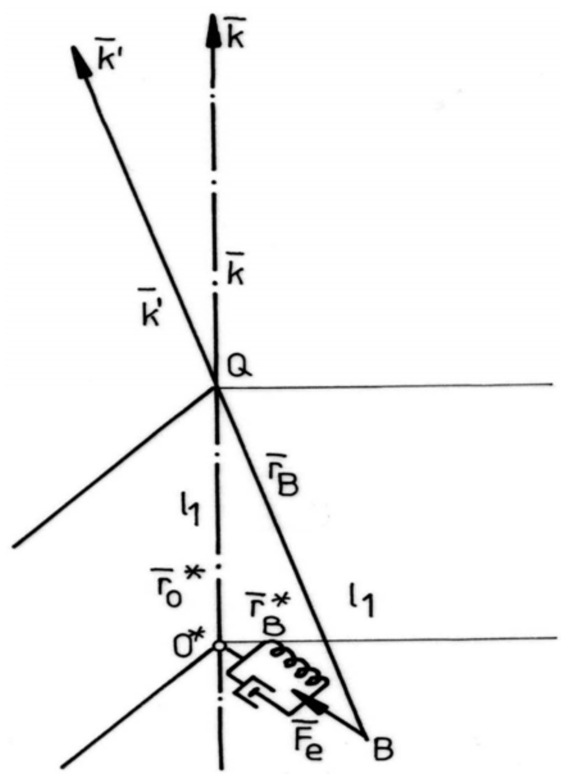


Fig. 8.53

Forţele generalizate elastice sunt definite prin relaţia generală:

$$Q_{e_K} = \mathcal{M}_Q(\overline{F}_e) \cdot \frac{\partial\Theta}{\partial q_K} = \mathcal{M}'_{Q_x}(\overline{F}_e) \cdot \left(\frac{\partial\Theta}{\partial q_K}\right)'_x + \mathcal{M}'_{Q_y}(\overline{F}_e) \cdot \left(\frac{\partial\Theta}{\partial q_K}\right)'_y \qquad (K=1,2)$$

(8.55)

în care vectorul $\frac{\partial\Theta}{\partial q_K}$ are semnificaţia:

$$\frac{\partial\Theta}{\partial q_K} = \frac{\partial\psi}{\partial q_K} \cdot \overline{k} - \frac{\partial\theta}{\partial q_k} \cdot \overline{n} \qquad (8.56)$$

şi are următoarele expresii ale proiecţiilor lui pe axele reperului legat de fus:

$$\begin{cases} \left(\dfrac{\partial\Theta}{\partial q_K}\right)_x^{'} = \dfrac{\partial\psi}{\partial q_K}\cdot\alpha_{xz} - \dfrac{\partial\theta}{\partial q_k}\cdot\cos(\omega_r\cdot t) \\ \left(\dfrac{\partial\Theta}{\partial q_K}\right)_y^{'} = \dfrac{\partial\psi}{\partial q_K}\cdot\alpha_{yz} - \dfrac{\partial\theta}{\partial q_k}\cdot\sin(\omega_r\cdot t) \\ \left(\dfrac{\partial\Theta}{\partial q_K}\right)_z^{'} = \dfrac{\partial\psi}{\partial q_K}\cdot\alpha_{zz} \end{cases} \tag{8.57}$$

Astfel, forţele generalizate capătă expresia:

$$Q_{e_K} = -k_e\cdot l_1^2\cdot\alpha_{xz}\cdot\left[\frac{\partial\psi}{\partial q_K}\cdot\alpha_{xz} + \frac{\partial\theta}{\partial q_K}\cdot\cos(\omega_r\cdot t)\right] + \\ + k_e\cdot l_1^2\cdot\alpha_{xz}\cdot\left[\frac{\partial\psi}{\partial q_K}\cdot\alpha_{yz} - \frac{\partial\theta}{\partial q_K}\cdot\sin(\omega_r\cdot t)\right] \qquad (K= 1,2) \tag{8.58}$$

Prin reducerea termenilor asemenea expresia (8.58) devine:

$$Q_{e_K} = -k_e\cdot l_1^2\cdot\alpha_{xz}\cdot\frac{\partial\theta}{\partial q_K}\cdot\left[\alpha_{yz}\cdot\cos(\omega_r\cdot t) + \alpha_{xz}\cdot\sin(\omega_r\cdot t)\right] \tag{8.59}$$

Se observă că, în baza relaţiei (8.41), paranteza pătrată din ultima relaţie capătă valoarea:

$$\alpha_{yz}\cdot\cos(\omega_r\cdot t) + \alpha_{xz}\cdot\sin(\omega_r\cdot t) = \sin\theta \tag{8.60}$$

Ţinând seama şi de condiţiile (8.36), rezultă următoarea expresie generală finală pentru forţele generalizate elastice:

$$Q_{e_K} = -k_e\cdot l_1^2\cdot\theta\cdot\frac{\partial\theta}{\partial q_K} \qquad (K=1,2) \tag{8.61}$$

cu următoarele expresii concrete pentru forţele generalizate corespunzătoare celor două grade de libertate ale sistemului mecanic considerat ($\frac{\partial\theta}{\partial q_1} = \frac{\partial\theta}{\partial\psi} = 0;\ \frac{\partial\theta}{\partial q_2} = \frac{\partial\theta}{\partial\psi} = 1$):

$$Q_{e_1} = 0$$

$$Q_{e_2} = -k_e\cdot l_1^2\cdot\theta \tag{8.62}$$

Calculul forţelor generalizate de amortizare

Rezistenţa de amortizare a elementului elastic echivalent va avea, în condiţiile adoptării ipotezei de lucru (3), expresia:

$$\overline{R}_a = -c \cdot \overline{v}_B \tag{8.63}$$

unde **c** este constanta de amortizare menționată în ipoteză, iar $\mathbf{v_B}$ este viteza excentricității fusului, dată de relația:

$$\overline{v}_B = \overline{\omega} \times \overline{r}_B = \begin{vmatrix} i' & j' & k' \\ \omega'_x & \omega'_y & \omega'_z \\ 0 & 0 & -l_1 \end{vmatrix} \quad \omega'_K \quad \omega'_y \quad \omega_z \tag{8.64}$$

cu $\overline{\omega}$ având expresia (8.39) şi cu proiecțiile vitezei unghiulare pe axele reperului legat de rigid date de relațiile (8.40).

Se obține astfel următoarea expresie pentru rezistența de amortizare:

$$R_a = -c \cdot l_1 \cdot \omega'_y \cdot i' + c \cdot l_1 \cdot \omega'_x \cdot \overline{j}' \tag{8.65}$$

rezultând de aici următoarele expresii pentru proiecțiile ei pe axele reperului invariabil legat de rigid:

$$R'_{a_x} = -c \cdot l_1 \cdot \omega'_y = c \cdot l_1 \cdot \left[\dot{\psi} \cdot \alpha_{yz} - \dot{\theta} \cdot \sin(\omega_t \cdot t)\right]$$

$$\begin{cases} R'_{a_x} = -c \cdot l_1 \cdot \omega'_y = c \cdot l_1 \cdot \left[\dot{\psi} \cdot \alpha_{yz} - \dot{\theta} \cdot \sin(\omega_t \cdot t)\right] \\ R'_{a_y} = -c \cdot l_1 \cdot \omega'_x = c \cdot l_1 \cdot \left[\dot{\psi} \cdot \alpha_{xz} - \dot{\theta} \cdot \cos(\omega_t \cdot t)\right] \\ R'_{a_x} = 0 \end{cases} \tag{8.66}$$

Momentul rezultant în polul Q al rezistenței de amortizare, determinat prin relația:

$$\mathcal{M}_Q\left(\overline{R}_a\right) = \overline{r}'_B x \overline{R}_a = \begin{vmatrix} i' & j' & k' \\ 0 & 0 & -l_1 \\ c \cdot l_1 \cdot \omega'_y & -c \cdot l_1 \cdot \omega'_x & 0 \end{vmatrix} \tag{8.67}$$

va avea următoarele proiecții pe axele reperului Qx´y´z´:

$$\begin{aligned} &\mathcal{M}'_{Q_x}(\overline{R}_a) = c \cdot l_1^2 \cdot \omega'_x = c \cdot l_1^2 \cdot \left[\dot{\psi} \cdot \alpha_{xz} + \dot{\theta} \cdot \cos(\omega_r \cdot t)\right] \\ &\mathcal{M}'_{Q_y}(\overline{R}_a) = c \cdot l_1^2 \cdot \omega'_y = c \cdot l_1^2 \cdot \left[\dot{\psi} \cdot \alpha_{yz} - \dot{\theta} \cdot \sin(\omega_r \cdot t)\right] \\ &\mathcal{M}'_{Q_z}(\overline{R}_a) = 0 \end{aligned} \tag{8.68}$$

În consecință, forțele generalizate de amortizare vor fi date de relația generală:

$$Q_{a_K} = \mathcal{M}_Q(\overline{R}_a) \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial q_K} = \mathcal{M}'_{Q_x}(\overline{R}_a) \cdot \left(\frac{\partial \Theta}{\partial q_K}\right)'_x + \mathcal{M}'_{Q_y}(\overline{R}_a)\left(\frac{\partial \Theta}{\partial q_K}\right)'_y \tag{8.69}$$

care, prin considerarea relațiilor (8.68) şi (8.57), va mai putea fi scrisă sub forma:

$$Q_{a_K} = c \cdot l_1^2 \cdot \left[\dot{\psi} \cdot \alpha_{xz} + \dot{\theta} \cdot \cos(\omega_r \cdot t)\right] \cdot \left[\frac{\partial \psi}{\partial q_K} \cdot \alpha_{xz} + \frac{\partial \theta}{\partial q_K} \cdot \cos(\omega_r \cdot t)\right] + \\ + c \cdot l_1^2 \cdot \left[\dot{\psi} \cdot \alpha_{yz} - \dot{\theta} \cdot \sin(\omega_r \cdot t)\right] \cdot \left[\frac{\partial \psi}{\partial q_K} \cdot \alpha_{yz} - \frac{\partial \theta}{\partial q_K} \cdot \sin(\omega_r \cdot t)\right] \tag{8.70}$$

sau încă, reducând termenii, sub forma:

$$Q_{a_K} = c \cdot l_1^2 \cdot \dot{\psi} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial q_K} \cdot \left(\alpha_{xz}^2 + \alpha_{yz}^2\right) + c \cdot l_1^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial q_K} + \\ + c \cdot l_1^2 \cdot (\dot{\psi} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial q_K} + \dot{\theta} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial q_K}) \cdot \left[\alpha_{xz} \cdot \cos(\omega_r \cdot t) - \alpha_{yz} \cdot \sin(\omega_r \cdot t)\right] \tag{8.71}$$

Observând că, în baza relațiilor (8.41) paranteza pătrată din membrul drept al ultimei relații ia valoarea zero și ținând seama de prima dintre relațiile (8.44) precum și de condiția (8.36), rezultă următoarea formă finală pentru expresia (8.71) a forței generalizate de amortizare:

$$Q_{a_K} = c \cdot l_1^2 \cdot \dot{\psi} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial q_K} \cdot \theta^2 + c \cdot l_1^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial q_K} \qquad (K = 1,2) \tag{8.72}$$

cu următoarele expresii corespunzătoare celor două grade de libertate considerate:

$$Q_{a_1} = c \cdot l_1^2 \cdot \theta^2 \cdot \dot{\psi}$$

$$Q_{a_{12}} = c \cdot l_1^2 \cdot \dot{\theta} \tag{8.73}$$

Calculul forțelor generalizate de excitație

În condițiile precizate prin ipoteza de lucru din §8.1.2., momentul rezultant în polul Q al forțelor de inerție ale fusului, corespunzător rotației proprii, moment care joacă rolul de excitație inerțială, are expresia:M

$$\overline{\mathcal{M}}_{ex_a} = \overline{\mathcal{M}}'_{Q_{(rot)}} = -\dot{\overline{K}}_{Q_{(rot)}} = -\left[\frac{d}{dt}(\overline{K}_{Q_{(rot)}})\right]_r + \overline{\omega}_r \text{ x } \overline{K}_{Q_{(rot)}} \tag{8.74}$$

cu momentul cinetic $K_{Q(rot)}$ dat de relația (8.34).

Observând că, în condițiile adoptării ipotezei de lucru (6) - §8.1.2., (ω_r = const), derivata relativă a momentului cinetic corespunzător rotației proprii are valoarea zero:

$$\frac{d}{dt}\left[\overline{K}_{Q_{(rot)}}\right]_r = \frac{d}{dt}\left[-J^* \cdot \omega_r \cdot \bar{j}' + J \cdot \omega_r \cdot \bar{k}'\right]_r = 0 \tag{8.75}$$

și că derivata de transport a acestui moment cinetic are expresia:

$$\overline{\omega} \times \overline{K}_{Q(rot)} = \begin{vmatrix} \overline{i'} & \overline{j'} & \overline{k'} \\ 0 & 0 & \omega_r = J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \overline{i'} \\ 0 & -J^* \cdot \omega_r & J \cdot \omega_r \end{vmatrix} \quad (8.76)$$

va rezulta următoarea expresie pentru momentul în polul Q al excitaţiei inerţiale:

$$\overline{\mathcal{M}}_{ex_Q} = -J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \bar{i}' = \mathcal{M}'_{ex_{Qx}} \cdot \bar{i}' \quad (8.77)$$

În consecinţă, forţele generalizate de excitaţie, determinate prin relaţia generală:

$$Q_{ex_K} = \overline{\mathcal{M}}'_{ex_{Qx}} \cdot \frac{\partial \overline{\Theta}}{\partial q_K} = \mathcal{M}'_{ex_{Qx}} \cdot \left(\frac{\partial \Theta}{\partial q_K} \right)'_x \quad (8.78)$$

vor avea, în baza relaţiilor (8.77) şi (8.57), expresia:

$$Q_{ex_K} = -J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \left[\frac{\partial \psi}{\partial q_K} \cdot \alpha_{xz} + \frac{\partial \theta}{\partial q_K} \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \right] \quad (K = 1,2) \quad (8.79)$$

sau, ţinând seama şi de relaţiile (8.41) precum şi de condiţiile menţionate în §8.1.2., capătă expresia:

$$Q_{ex_K} = -J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \theta \cdot \frac{\partial \psi}{\partial q_K} \cdot \sin(\omega_r \cdot t) - J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \frac{\partial \theta}{\partial q_K} \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \quad (K=1,2)$$

(8.80)

Expresiile concrete ale forţelor generalizate corespunzătoare celor două grade de libertate ale sistemului mecanic considerat vor avea deci formele:

$$Q_{ex_1} = -J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t)$$

$$Q_{ex_1} = -J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \quad (8.81)$$

8.2.1.2.3. Stabilirea ecuaţiilor diferenţiale de mişcare ale sistemului mecanic

În baza relaţiilor (8.48), (8.62), (8.73) şi (8.81) sistemul (8.38) de ecuaţii Langrage, care va descrie mişcarea vibratorie fusului, va lua forma concretă:

$$\frac{\partial}{\partial t}(J \cdot \dot{\psi}) = c \cdot l_1^2 \cdot \theta^2 \cdot \dot{\psi} - J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(J_0 \cdot \dot{\theta}) = -k_e \cdot l_1^2 \cdot \theta + c \cdot l_1^2 \cdot \theta - J^* \cdot \omega_r^2 \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \quad (8.82)$$

care, prin ordonarea convenabilă a termenilor va mai putea fi scrisă sub forma:

$$\ddot{\psi} - \frac{c \cdot l_1^2}{J} \cdot \theta^2 \cdot \dot{\psi} = -\frac{J^*}{J} \cdot \omega_r^2 \cdot \theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t)$$
$$\ddot{\theta} - \frac{c \cdot l_1^2}{J} \cdot \dot{\theta} + \frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} \cdot \theta = -\frac{J^*}{J_0} \cdot \omega_r^2 \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \tag{8.83}$$

8.2.1.2.4. Integrarea sistemului de ecuații diferențiale de mişcare ale sistemului mecanic

Întrucât mişcarea vibratorie începe odată cu punerea în mişcare a maşinii de filat, deci fără deplasări şi viteze unghiulare inițiale ale fusului, singurele soluții care vor interesa în cazul de față vor fi soluțiile particulare ale sistemului (8.83) corespunzătoare mişcării vibratorii forțate, în care se manifestă şi fenomenul de rezonanță.

Se va observa mai întâi că cea de-a doua dintre ecuațiile (8.83) este o ecuație diferențială liniară cu coeficienți constanți, neomogenă, independentă.

Soluția particulară, corespunzătoare mişcării forțate, a acestei ecuații diferențiale, va avea forma:

$$\theta = A \cdot \cos(\omega_r \cdot t) + B \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \tag{8.84}$$

cu constantele A şi B posibil de determinat impunându-se condiția ca ea să verifice cea de-a doua dintre ecuațiile diferențiale (8.83).

Calculându-l pe $\dot{\theta}$:

$$\dot{\theta} = \omega_r \cdot \left[-A \cdot \sin(\omega_r \cdot t) + B \cdot \cos(\omega_r \cdot t)\right] \tag{8.85}$$

şi pe $\ddot{\theta}$:

$$\ddot{\theta} = \omega_r^2 \cdot \left[-A \cdot \cos(\omega_r \cdot t) + B \cdot \sin(\omega_r \cdot t)\right] \tag{8.86}$$

şi introducându-le, odată cu expresia (8.84) a lui θ, în cea de-a doua dintre ecuațiile diferențiale (8.83), se obține, după gruparea convenabilă a termenilor, identitatea:

$$\left[\left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} - \omega_r^2\right) - \frac{c \cdot l_1^2}{J_o} \cdot \omega_r \cdot B\right]\cos(\omega_r \cdot t) + \left[\frac{c \cdot l_1^2}{J_o}\omega_r \cdot A + (\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} - \omega_r) \cdot B\right] \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \equiv$$
$$\equiv -\frac{J^*}{J_o} \cdot \omega_r^2 \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \tag{8.87}$$

cu consecințele:

$$\left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} - \omega_r^2\right) \cdot A - \frac{c \cdot l_1^2}{J_o} \cdot \omega_r \cdot B = -\frac{J^*}{J_o} \cdot \omega_r^2$$

$$\frac{c \cdot l_1^2}{J_o} \cdot \omega_r \cdot A + \left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} - \omega_r^2\right) \cdot B = 0 \qquad (8.88)$$

Rezolvând în raport cu necunoscutele A şi B sistemul precedent de ecuaţii algebrice, rezultă rădăcinile:

$$A = \frac{\frac{J^*}{J_o} \cdot \left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} - \omega_r^2\right)}{\left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} \cdot \omega_r^2\right)^2 + \frac{c^2 \cdot l_1^4 \cdot \omega_r^2}{J_o^2}}$$

$$B = \frac{\frac{J^*}{J_o^2} \cdot c \cdot l_1^2 \cdot \omega_r^2}{\left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} \cdot \omega_r^2\right)^2 + \frac{c^2 \cdot l_1^4 \cdot \omega_r^2}{J_o^2}} \qquad (8.89)$$

Soluţia particulară a celei de-a doua dintre ecuaţiile diferenţiale (8.83), reprezentând ecuaţia finită a mişcării forţate corespunzătoare gradului de libertate θ a fusului, va avea forma:

$$\theta = \frac{\frac{J^*}{J_o} \cdot \omega_r^2}{\left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} \cdot \omega_r^2\right)^2 + \frac{c^2 \cdot l_1^4 \cdot \omega_r^2}{J_o^2}} \cdot \left[-\left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} - \omega_r^2\right) \cdot \cos(\omega_r \cdot t) + \frac{C}{J_o} \cdot l_1^2 \cdot \omega_r \cdot \sin(\omega_r \cdot t)\right]$$

(8.90)

sau încă:

$$\theta = \Theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t - \beta) \qquad (8.91)$$

cu constantele Θ şi β având semnificaţiile:

$$\Theta = \frac{\frac{J^* \cdot \omega_r}{c \cdot l_1^2}}{\sqrt{\left(\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} \cdot \omega_r^2\right)^2 + \frac{c^2 \cdot l_1^4 \cdot \omega_r^2}{J_o^2}}} \qquad (8.92)$$

respectiv:

$$\beta = \mathrm{arctg}\left(\frac{\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} - \omega_r^2}{\frac{c}{J_o} \cdot l_1^2 \cdot \omega_r}\right) \tag{8.93}$$

Trecând la prima dintre ecuațiile diferențiale (8.83) - cea corespunzătoare gradului de libertate ψ şi ținând cont şi de expresia determinată (8.91) a parametrului langrangian θ, această ecuație diferențială va putea fi retranscrisă sub forma:

$$\ddot{\psi} - \frac{c \cdot l_1^2}{J} \cdot \Theta^2 \cdot \sin^2(\omega_r \cdot t - \beta) \cdot \dot{\psi} = -\frac{J}{J_o} \cdot \omega_r \cdot \Theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t - \beta) \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \tag{8.94}$$

sau efectuând înlocuirile:

$$\sin^2(\omega_r \cdot t - \beta) = \frac{1}{2} \cdot [1 - \cos 2(\omega_r \cdot t - \beta)]$$
$$\sin(\omega_r \cdot t - \beta) \cdot \sin(\omega_r \cdot t) = \frac{1}{2} \cdot [\cos\beta - \cos(2 \cdot \omega_r \cdot t - \beta)] \tag{8.95}$$

sub forma:

$$\begin{gathered}\ddot{\psi} - \frac{c \cdot l_1^2}{2 \cdot J} \cdot \Theta^2 \cdot [1 - \cos(2\omega_r \cdot t - 2\beta)] \cdot \dot{\psi} = -\frac{J^* \omega_r \cdot \Theta}{2 \cdot J_o} \cdot \cos\beta + \\ + \frac{J^* \cdot \omega_r \cdot \Theta}{2 \cdot J_o} \cdot \cos(2\omega_r \cdot t - \beta)\end{gathered} \tag{8.96}$$

După cum se observă, mişcarea fusului corespunzătoare gradului de libertate ψ, este descrisă printr-o ecuație diferențială liniară neomogenă, cu coeficienți periodici.

Introducând, pentru simplificarea calculelor, notațiile:

$$\begin{aligned} a &= \frac{c \cdot l_1^2}{2 \cdot J} \cdot \Theta^2 \\ b &= \frac{J^* \cdot \omega_r \cdot \Theta}{2 \cdot J_o} \end{aligned} \tag{8.97}$$

şi:

$$f(t) = 1 - \cos(2\omega_r \cdot t - 2 \cdot \beta) \tag{8.98}$$

ecuația diferențială (8.96) va putea fi retranscrisă sub forma:

$$\ddot{\psi} - a \cdot f(t) \cdot \dot{\psi} = -b \cdot \cos\beta + b \cdot \cos(2\omega_r \cdot t - \beta) \tag{8.99}$$

Prin înmulțirea apoi, a relației precedente, cu expresia:

$$p(t) = e^{-a\int f(t)dt} \tag{8.100}$$

cu:

$$p(t) = -a \cdot f(t) \cdot e^{-a\int f(t)dt} \qquad (8.101)$$

ecuaţia considerată mai ia forma:

$$p(t) \cdot \ddot{\psi} + \dot{p}(t) \cdot \dot{\psi} = -b \cdot \cos\beta \cdot p(t) + b \cdot p(t) \cdot \cos(2\omega_r \cdot t - \beta) \qquad (8.102)$$

Este suficient acum să se observe că membrul stâng al ultimei ecuaţii reprezintă derivata în raport cu timpul a expresiei:

$$\zeta = p(t) \cdot \dot{\psi} \qquad (8.103)$$

pentru ca ecuaţia diferenţială considerată să poată fi adusă la forma:

$$\frac{d\zeta}{dt} = -b \cdot \cos\beta \cdot \int p(t) + b \cdot p(t) \cdot \cos(2\omega_r \cdot t - \beta) \qquad (8.104)$$

rezultând de aici, prin integrare, relaţia:

$$\zeta = -b \cdot \cos\beta \cdot \int p(t) \cdot dt + b \cdot \int p(t) \cdot \cos(2\omega_r \cdot t - \beta) \cdot dt + C_1 \qquad (8.105)$$

C_1 fiind o constantă de integrare.

Introducând, în continuare, funcţiile:

$$F(t) = \int p(t) \cdot dt = \qquad (8.106)$$

şi:

$$G(t) = \int p(t) \cdot \cos(2\omega_r \cdot t - \beta) \cdot dt \qquad (8.107)$$

integrala (8.105) va mai putea fi scrisă sub forma:

$$\zeta = -b \cdot \cos\beta \cdot F(t) + b \cdot G(t) + C_1 \qquad (8.108)$$

de unde, ţinând seama şi de notaţia (8.103) mai rezultă:

$$p(t) \cdot \dot{\psi} = -b \cdot \cos\beta \cdot F(t) + b \cdot G(t) + C_1 \qquad (8.109)$$

şi deci:

$$\dot{\psi} = -b \cdot \cos\beta \cdot \frac{F(t)}{p(t)} + b \cdot \frac{G(t)}{p(t)} + \frac{C_1}{p(t)} \qquad (8.110)$$

O nouă integrare va conduce la soluţia generală:

$$\psi = -b \cdot \cos\beta \cdot \int \frac{F(t)}{p(t)} \cdot dt + b \cdot \int \frac{G(t)}{p(t)} \cdot dt + C_1 \cdot \int \frac{dt}{p(t)} + C_2 \qquad (8.111)$$

sau încă:

$$\psi = -b \cdot \cos\beta \cdot H(t) + b \cdot K(t) + C_1 \cdot L(t) + C_2 \qquad (8.112)$$

unde: C_2 este o nouă constantă de integrare, iar prin H(t), K(t) şi L(t) au fost notate funcţiile:

$$H(t) = \int \frac{F(t)}{p(t)} \cdot dt \qquad (8.113)$$

$$K(t) = \int \frac{G(t)}{p(t)} \cdot dt \qquad (8.114)$$

$$L(t) = \int \frac{dt}{p(t)} \qquad (8.115)$$

Impunând în sistemul de relații reprezentat prin integrala primă (8.110) și prin soluția generală (8.112) condițiile inițiale:

$t=0 \quad \{\psi(0)=\psi^o;\ \dot{\psi}(0)==0\}$

adică fusul începe să capete mișcarea vibratorie din poziția de repaos, se obține sistemul de ecuații algebrice:

$$0 = -b \cdot \cos\beta \cdot \frac{F(0)}{p(0)} + b \cdot \frac{G(0)}{p(0)} + \frac{C_1}{p(0)}$$

$$\psi^o = -b \cdot \cos\beta \cdot H(0) + b \cdot K(0) + C_1 \cdot L(10) + C_{22} \qquad (8.116)$$

care vor permite și determinarea constantelor de integrare, acestea având valorile:

$$C_1 = b \cdot [\cos\beta \cdot F(0) - G(0)]$$

$$C_2 = \psi^o + b \cdot [\cos\beta \cdot H(0) - K(0)] - b \cdot L_o \cdot [\cos\beta \cdot F(0) - G(0)] =$$

$$= \psi^o + b \cdot [\cos\beta \cdot (H(0) - L(0) \cdot F(0) - (K(0) - L(0) \cdot G(0)] \qquad (8.117)$$

Introducerea acestor valori ale constantelor de integrare în soluția generală (8.112) va furniza și ecuația finală a mișcării fusului, corespunzătoare gradului de libertate ψ.

În ceea ce privește calculul efectiv al funcțiilor p(t), F(t), H(t), K(t) și L(t), el va putea fi realizat cu unele aproximații justificate de faptul că se poate demonstra că valoarea constantei *a*, definită prin relația (8.97), este foarte mică în raport cu unitatea.

Într-adevăr, luând ca exemplu fusul caracterizat prin valorile:

$l_l = 0,12$ m

$J = 0,144 \cdot 10^{-6}$ kg·m²

și considerând o turație a fuselor $n_f = 12000$ rot/min căreia îi corespunde viteza unghiulară:

$$\omega_r = \frac{\pi \cdot n_f}{30} = \frac{\pi \cdot 12000}{30} = 1256\ [s^{-1}]$$

constanta de amortizare medie a cuplajului elastic al lagărului pivot va avea valoarea:

c = 30 Ns/m

În consecinţă, factorul $\frac{c \cdot l_1^2}{2 \cdot J}$, care înmulţeşte pe Θ^2 în expresia (8.97) a lui *a*, va avea valoarea:

$$\frac{c \cdot l_1^2}{2 \cdot J} = 15 \cdot 10^5$$

şi deci înmulţirea lui cu pătratul amplitudinii unghiului de nutaţie, care este de ordinul $\Theta = 10^4$, conduce la concluzia:

$$a = \frac{c \cdot l_1^2}{2 \cdot J} \cdot \Theta^2 = 15 \cdot 10^{-3} = 0{,}015 << 1 \qquad (8.118)$$

În consecinţă, înlocuirea, în relaţia (8.100), a lui p(t) cu expresia (8.98) va conduce la relaţia:

$$p(t) = e^{-a \cdot \int [1-\cos(2\omega_r \cdot t - 2\cdot\beta)]dt} = e^{-a \cdot \left[t - \frac{1}{2\cdot\omega_r} \cdot \sin(2\omega_r \cdot t - 2\cdot\beta)\right]} \qquad (8.119)$$

sau încă:

$$p(t) = e^{-at} \cdot e^{\frac{a}{2\omega_r}} \cdot \sin(2\omega_r \cdot t - 2\cdot\beta) \qquad (8.120)$$

În condiţiile (8.118), se vor putea dezvolta exponenţialele din membrul drept al ultimei relaţii în serie de puteri ori termeni, adică se va putea accepta aproximarea:

$$\begin{aligned} p(t) &\approx (1 - a\cdot t)\cdot\left[1 - \frac{a}{2\cdot\omega_r}\cdot\sin(2\omega_r \cdot t - 2\cdot\beta)\right] = \\ &= 1 + \frac{a}{2\cdot\omega_r}\cdot\sin(2\omega_r \cdot t - 2\cdot\beta) - a\cdot\left[1 - \frac{a}{2\omega_r \cdot t}\sin(2\omega_r \cdot t - 2\cdot\beta)\right]\cdot t \end{aligned} \qquad (8.121)$$

sau încă, neglijând, din aceleaşi motive, şi ultimul termen, aproximarea:

$$p(t) \approx 1 + \frac{a}{2\cdot\omega_r}\cdot\sin(2\omega_r \cdot t - 2\cdot\beta) - a\cdot t \qquad (8.122)$$

cu:

$$p(0) = 1 + \frac{a}{2\cdot\omega_r}\cdot\sin(2\beta) \qquad (8.123)$$

Introducerea expresiei (8.122) în relaţiile (8.106), (8.107), (8.112), (8.113) şi (8.114) de definiţie a funcţiilor F(t), G(t), H(t), K(t) şi L(t) va conduce la expresii mai uşor integrabile sub semnele de integrare respective.

Un rezultat care satisface în foarte mare măsură cerinţele de precizie ale practicii, poate fi obţinut prin neglijarea, în ecuaţia (8.96), a

amortizării, neglijare justificată de prezența factorului foarte mic Θ^2 în coeficientul $\dot{\psi}$; ținând seama că în această situație neglijarea amortizării implică considerarea valorii:

$$\beta \approx \frac{\pi}{2}$$

pentru faza inițială, cu consecința:

$$\cos\beta = 0$$

ecuația diferențială (8.96) va căpăta, folosind și notațiile (8.97) forma simplificată:

$$\ddot{\psi} = b \cdot \cos(2\omega_r \cdot t - \frac{\pi}{2}) = b \cdot \sin(2\omega_r \cdot t) \tag{8.124}$$

cu integrala primă:

$$\dot{\psi} = \frac{b}{2 \cdot \omega_r} \cdot \cos(2\omega_r \cdot t) + C_1 \tag{8.125}$$

şi cu soluția generală:

$$\psi = -\frac{b}{4 \cdot \omega_r \cdot t} \cdot \sin(2\omega_r \cdot t) + C_1 \cdot t + C_2 \tag{8.126}$$

C_1 şi C_2 fiind constante de integrare.

Introducerea condițiilor inițiale (8.115) în relațiile (8.124) şi (8.125), conduce la următoarele valori ale constantelor de integrare:

$$C_1 = \frac{b}{2 \cdot \omega_r}; \qquad C_2 = \psi^0 \tag{8.127}$$

iar înlocuirea lor în soluția generală (8.126) permite să se scrie acum şi ecuația finită a mişcării fusului, pentru gradul de libertate ψ corespunzătoare cazului când se neglijează amortizarea:

$$\psi = \psi^o + \frac{b}{2 \cdot \omega_r} \cdot t + \frac{b}{4 \cdot \omega_r^2} \cdot t - \sin(2\omega_r \cdot t) \tag{8.128}$$

8.2.1.2.5. Interpretarea şi prelucrarea soluțiilor generale ale mişcării vibratorii a fusului

Considerând că în ecuația diferențială a mişcării fusului, corespunzătoare gradului de libertate ψ, se neglijează amortizarea, ecuațiile finite ale mişcării vibratorii a fusului vor avea formele:

$$\psi = (\psi^o + \frac{b}{2 \cdot \omega_r} \cdot t) - \frac{b}{4 \cdot \omega_r^2} \cdot \sin(2\omega_r \cdot t)$$

$$\theta = \Theta \cdot \sin(\omega_r \cdot t - \beta) \tag{8.129}$$

Se observă că în timp ce unghiul de nutaţie variază după o lege armonică, cu pulsaţia ω_r, legea de variaţie a unghiului de precesie cuprinde două grupuri de termeni: un grup de termeni corespunzând unei variaţii liniare şi un termen perturbator, corespunzător unei variaţii armonice, de pulsaţie $2\omega_r$ şi de amplitudine mică $\left(\frac{b}{4 \cdot \omega_r^2}\right)$.

Considerând extremitatea liberă C a axei fusului – figura 8.3, situată la distanţa l_2 de polul Q, deci de coordonate:

$$x_c^{'} = 0; \quad y_c^{'} = 0; \quad z_c^{'} = l_2$$

ecuaţiile parametrice ale traiectoriei lui vor avea formele:

$$\begin{cases} x = l_2 \cdot \alpha_{zx} = l_2 \cdot \sin\psi \cdot \sin\theta \\ y = l_2 \cdot \alpha_{xy} = -l_2 \cdot \cos\psi \cdot \sin\theta \\ z = l_2 \cdot \alpha_{zz} = l_2 \cdot \cos\theta \end{cases} \tag{8.130}$$

Prima dintre condiţiile menţionate în §8.1.2. permite să se accepte aproximarea:

$$z \approx l_2 \tag{8.131}$$

în concordanţă cu ipotezele adoptate la începutul studiului.

Se poate trage deci concluzia că punctul C al fusului se deplasează într-un plan orizontal, după ecuaţiile:

$$\begin{cases} x \approx \theta \cdot l_2 \cdot \sin\psi = \Theta \cdot l_2 \cdot \sin\psi \cdot \sin(\omega_r \cdot t - \beta) \\ y \approx -\theta \cdot l_2 \cdot \cos\psi = -\Theta \cdot l_2 \cdot \cos\psi \cdot \sin(\omega_r \cdot t - \beta) \end{cases} \tag{8.132}$$

Dacă se neglijează, datorită valorii mici a amplitudinii, termenul perturbator din expresia lui *ψ,* ecuaţiile precedente mai pot fi scrise sub forma:

$$\begin{cases} x = \Theta \cdot l_2 \sin \cdot \left(\frac{b}{2 \cdot \omega_r} \cdot t + \psi^o\right) \cdot \sin(\omega_r \cdot t - \beta) \\ y = \Theta \cdot l_2 \cos \cdot \left(\frac{b}{2 \cdot \omega_r} \cdot t + \psi^o\right) \cdot \sin(\omega_r \cdot t - \beta) \end{cases} \tag{8.133}$$

Pentru a studia traiectoria punctului C se va recurge la coordonatele polare ρ şi χ, definite prin relaţiile:

$$\rho = \sqrt{x^2 + y^2} = \Theta \cdot l_2 \cdot \left|\sin(\omega_r \cdot t - \beta_r)\right|$$

$$\chi = \operatorname{arctg}\frac{y}{x} = \operatorname{arctg}\left[-\operatorname{ctg}(\frac{b}{2\omega_r}\cdot t + \psi^o)\right] \tag{8.134}$$

Se observă că raza polară variază periodic cu timpul între valorile θ şi ($\Theta \cdot l_2$), cu perioada:

$$T_\rho = \frac{2\pi}{\omega_r} \tag{8.135}$$

în timp ce a doua dintre relațiile (8.134), scrisă încă sub forma:

$$\operatorname{tg}x = -\cot g(\frac{b}{2\cdot\omega_r}\cdot t + \psi^0) = \operatorname{tg}\left[\frac{b}{2\cdot\omega_r}\cdot t + (\frac{\pi}{2} + \psi^0)\right] \tag{8.136}$$

rezultă o variație liniară a unghiului polar:

$$\chi = \frac{b}{2\cdot\omega_r}\cdot t + \left(\frac{\pi}{2} + \psi^0\right) \tag{8.137}$$

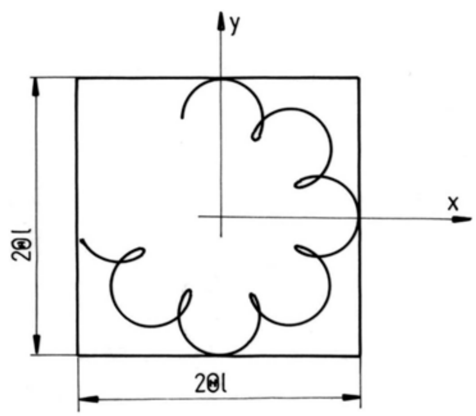


Fig. 8.54

Observațiile precedente explică forma din figura 8.54 a traiectoriei extremității fusului, formă stabilită şi pe cale experimentală.

Unele concluzii pot fi trase şi în legătură cu apariția fenomenului de rezonanță, care se va manifesta, în cazul de față, prin valori mari ale amplitudinii Θ a unghiului de nutație. Examinarea expresiei (8.92) a acestei amplitudini arată că ea depinde de viteza unghiulară de rotație proprie a fusului după o relație de forma:

$$\Theta = \frac{\alpha\cdot\omega_r}{\sqrt{(\beta^2 - \omega_r^2) + \gamma^2\cdot\omega_r^2}} = \Theta(\omega_r) \tag{8.138}$$

în care constantele α, β şi γ au semnificațiile:

$$\alpha = \frac{J^*}{c \cdot l_1^2};$$
$$\beta = \sqrt{\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o}}; \qquad (8.139)$$
$$\gamma = \frac{c \cdot l_1^2}{J_o}$$

Condiția de extremum a lui $\Theta(\omega_r)$ se va traduce deci prin relația:

$$\left(\frac{d\Theta}{d\omega_r}\right) \cdot \omega_r = \omega_n = 0 \qquad (8.140)$$

ω_n fiind pulsația critică de rezonanță.

Derivata în raport cu ω_r a funcției $\Theta(\omega_r)$ va avea expresia:

$$\frac{d\Theta}{d\omega_r} = \frac{\alpha \cdot (\beta^4 - \omega_r^4)}{(\sqrt{\beta^4 - \omega_r^2) + \gamma^2 \cdot \omega_r^2)^3}} \qquad (8.141)$$

şi ea se va anula pentru valoarea:

$$\omega_{r_{cr}} = \beta = \sqrt{\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o}} \qquad (8.142)$$

a vitezei unghiulare a fusului.

Pentru această pulsație critică de rezonanță, amplitudinea Θ ia valoarea maximă:

$$\Theta_{max} = \frac{\alpha}{\gamma} = \frac{J^* \cdot J^o}{c^2 \cdot l_1^4} \qquad (8.143)$$

În cazul când s-ar fi neglijat amortizarea şi în ecuația diferențială corespunzătoare gradului de libertate $\theta(c < 0; \beta = \frac{\pi}{2})$, ecuația finită (8.91) ar fi luat forma:

$$\theta = -\Theta \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \qquad (8.144)$$

cu amplitudinea Θ având acum expresia:

$$\Theta = \frac{\frac{J^*}{J_o} \cdot \omega_r^2}{\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o} - \omega_r^2} \qquad (8.145)$$

ea devenind infinită pentru:

$$\omega_r = \omega_{r_{cr}} = \sqrt{\frac{k_e \cdot l_1^2}{J_o}} \qquad (8.146)$$

Comparaţia relaţiilor (8.143) şi (8.145) precum şi examinarea relaţiei (8.143), permite să se tragă următoarele două concluzii privind mişcarea vibratorie a fusului.

- pulsaţia de rezonanţă a fusului este independentă de amortizare;
- amplitudinea de rezonanţă depinde de amortizare, devenind infinită în cazul amortizării neglijabile.

8.2.2. Studiul teoretic al dinamicii fuselor textile cu rezemare elastică a ambelor lagăre şi cu amortizare hidraulică

Modelele fizic si matematic aflate la baza studiului teoretic al dinamicii fuselor textile cu rezemare elastică a ambelor lagăre sunt prezentate în figura 8.55. Notaţiile utilizate au semnificaţiile asemănătoare cu cele întâlnite la modelul din figura 8.51, cu excepţia coeficienţilor K şi c cărora li se ataşeaza, în acest caz analizat, indici corespunzători celor doua lagăre – K_i, K_s, c_i, c_s.

8.2.2.1. Modelul matematic al comportamentului dinamic

Modelul matematic cuprinde aceleaşi patru elemente principale ca şi în cazul sistemului studiat anterior. Determinarea ecuaţiilor de mişcare caracteristice acestui model s-a realizat în principal pe baza aceloraşi ipoteze ca şi în cazul fusului cu un singur reazem elastic legat la cupă. Ipotezele c),d) şi e) din §8.2.1.1. sunt formulate pentru acest model astfel:

c) - în poziţia verticală a axului tijei, elementele elastice nu sunt deformate;

d) - forţele elastice şi de amortizare corespunzătoare celor două reazeme sunt situate în două plane paralele cu un plan fix, perpendiculare pe axa verticală a tijei în repaos şi au direcţii radiale instantanee în aceste plane;

e) - forţele elastice sunt subordonate legii lui Hooke, iar forţele de amortizare sunt de tip vâscos.

Sistemul fix de axe Oxyz se adoptă cu originea în mijlocul lagărului inferior şi cu axa Oz suprapusă peste axa geometrică a tijei, când aceasta se află în repaus.

Mişcarea celor patru elemente este studiată în raport cu punctul fix O.

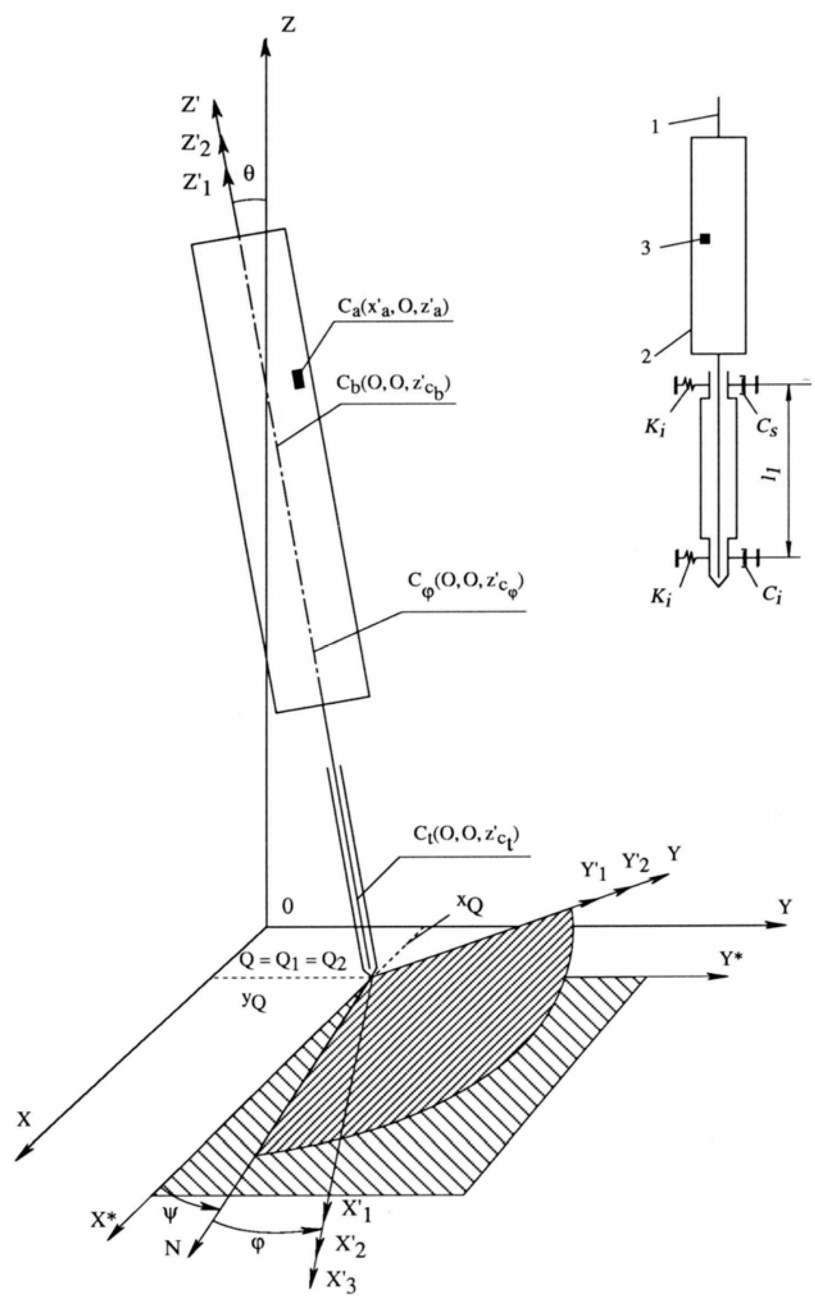

Z
Z'
Z'2
Z'1
θ
Ca(x'a, O, z'a)
Cb(O, O, z'cb)
Cφ(O, O, z'cφ)
Ct(O, O, z'ct)
1
3
2
Ki
Cs
l1
Ki
Ci
0
xQ
Y'1
Y'2
Y
Y
Y*
Q = Q1 = Q2
yQ
X
X*
ψ
N
φ
X'1
X'2
X'3

Fig. 8.55

Şi pentru noul sistem adoptat rămân valabile observaţiile referitoare la alegerea sistemelor de axe mobile ataşate elementelor componente: $Qx'y'z' \equiv Qx_1^{'}y_1^{'}z_1^{'} \equiv Qx_2^{'}y_2^{'}z_2^{'}$. Nu este valabilă în acest caz coincidenţa între Q şi $O(Q \neq O)$.

Aceleaşi ecuaţii de legătură (8.1) se stabilesc şi în cazul modelului cu două reazeme elastice.

Centrul sistemului mobil, invariabil legat de elementele în mişcare este stabilit în centrul lagărului inferior al fusului textil; în consecinţă acest punct va executa o mişcare plan-paralelă în xOy. Deplasarea lui Q pe direcţia axei Oz nu este posibilă datorită soluţiei constructive a ansamblului.

Şi pentru acest model, axele reperului mobil Ox` şi Oy` sunt axe principale de inerţie relative la polul Q, iar axa Qz este chiar axa centrală de inerţie.

Modelarea matematică se bazează pe următoarele date cunoscute:

-parametri constructivi ai fusului;

-caracteristicile inerţiale - masele (M_f, M_b, M_t, M_a) şi momentele de inerţie ($J`_{xx`}$,$J`_{yy`}$,$J`_{zz`}$ - cu $J`_{xx`}$=$J`_{yy`}$ pentru fus, bobină şi tub de legatură);

-coordonatele centrelor de masă ale tuturor elementelor componente – $C_f(O,O,z`_{cf})$, $C_b(O, O, z`_{cb})$, $C_t(O, O, z`_{ct})$ şi $C_a(z`_a, O, z`_a)$.

Coordonatele generalizate ale acestui model studiat sunt x_Q, y_Q, θ, ψ şi φ; ele reprezintă cele cinci grade de libertate ale sistemului în mişcare.

Ecuaţiile Lagrange de speţa a II-a capată în acest context următoarea configuraţie:

$$\begin{aligned}
&\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial E_c}{\partial \dot{x}_Q}-\frac{\partial E_c}{\partial x_Q}=-\frac{\partial \upsilon}{\partial x_Q}+Q_{x_Q}^{(dis)}+Q_{x_Q}^{(m)}\\
&\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial E_c}{\partial \dot{y}_Q}-\frac{\partial E_c}{\partial y_Q}=-\frac{\partial \upsilon}{\partial y_Q}+Q_{y_Q}^{(dis)}+Q_{y_Q}^{(m)}\\
&\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\theta}_Q}-\frac{\partial E_c}{\partial \theta_Q}=-\frac{\partial \upsilon}{\partial \theta_Q}+Q_{\theta_Q}^{(dis)}+Q_{\theta_Q}^{(m)}\\
&\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\psi}_Q}-\frac{\partial E_c}{\partial \Psi_Q}=-\frac{\partial \upsilon}{\partial \Psi_Q}+Q_{\Psi_Q}^{(dis)}+Q_{\Psi_Q}^{(m)}\\
&\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_Q}-\frac{\partial E_c}{\partial \varphi_Q}=-\frac{\partial \upsilon}{\partial \varphi_Q}+Q_{\varphi_Q}^{(dis)}+Q_{\varphi_Q}^{(m)}
\end{aligned} \qquad (8.147)$$

8.2.2.2. Stabilirea relaţiilor cinematice necesare studiului dinamic

Pentru modelul de fus cu două lagăre legate elastic de cupă rămân valabile atât relaţiile(8.3)...(8.8), cât şi semnificaţiile acestora.

Întrucat fusul, bobina, tubul de legătură al lagărelor şi masa auxiliară se află în mişcare în raport cu punctual fix O trebuie stabilită viteza de transport a punctului Q:

$$v_Q = \sqrt{\dot{x}_Q^2 + \dot{y}_Q^2} \quad (8.148)$$

8.2.2.3. Stabilirea expresiei energiei cinetice a sistemului mecanic în funcţie de parametri langrangeieni şi de vitezele generalizate

Energia cinetică a sistemului este:

$$E_c = E_{c_l} + E_{c_t} + E_{c_a} \quad (8.149)$$

în care: E_{c_l} este energia cinetică a subansamblului tijă-bobină,

E_{c_t} – energia cinetică a tubului de legatură a lagarelor,

$E_{c_{al}}$ –energia cinetică a masei de dezechilibru.

Aceste categorii de energii cinetice sunt definite de următoarele relaţii:

$$\begin{aligned} E_{c_t} &= 0.5 \cdot (M_f + M_b) \cdot v_Q^2 + (M_f + M_b) \cdot \bar{v}_Q \cdot (\varpi_x x \bar{r}'_{c_{f+b}}) + \\ &+ 0.5 \cdot \left(J'_{xx_f} + J'_{xx_b}\right) \cdot \left(\omega_x'^2 + \omega_y'^2\right) + 0.5 \cdot \left(J'_{xx_f} + J'_{xx_b}\right) \cdot \omega_z'^2 \end{aligned} \quad (8.150)$$

$$E_{c_t} = 0.5 \cdot M_t \cdot v_Q^2 + M_t \cdot \bar{v}_Q \cdot \left(\varpi_t x \bar{r}'_{c_t}\right) + 0.5 \cdot \left[J'_{xx_f} \cdot \left(\omega_x'^2 + \omega_y'^2\right) + J'_{zz_t} \cdot \omega_z'^2\right] \quad (8.151)$$

$$\begin{aligned} E_{c_a} &= 0.5 \cdot M_a \cdot v_Q^2 + M_a \cdot \bar{v}_Q \cdot \left(\varpi_t x \bar{r}'_a\right) + 0.5 \cdot M_a \cdot \left[z_a'^2 \cdot \omega_x'^2 + \left(x_a'^2 + x_a'^2\right) \cdot \omega_z'^2\right] + \\ &+ 0.5 \cdot M_a \cdot \left(x_a'^2 \cdot \omega_z'^2 - x'_a \cdot z'_a \cdot \omega'_x \cdot \omega'_z\right) \end{aligned}$$

(8.152)

Expresia finală corespunzătoare energiei cinetice a sistemului analizat se obţine prin înlocuirea succesivă a relaţiilor (8.5) şi (8.8) în (8.150), (8.151) şi (8.152), respectiv a acestora în relaţia (8.149).

$$
\begin{aligned}
E_c &= 0{,}5\cdot(M+M_a)\cdot(\dot{x}_Q^2+\dot{y}_Q^2)+(D+M_a\cdot z_a')\cdot\dot{x}_Q\cdot(\dot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi+\dot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi)+\\
&+M_a\cdot x_a'\cdot\dot{x}_Q\cdot\dot{\theta}\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi-M_a\cdot x_a'\cdot\dot{x}_Q\cdot\dot{\psi}\cdot(\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi+\sin\psi\cdot\cos\varphi)-\\
&-M_a\cdot x_a'\cdot\dot{x}_Q\cdot\dot{\varphi}\cdot(\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\cos\varphi+\cos\psi\cdot\sin\varphi)-(D+M_a\cdot z_a')\cdot\dot{y}_Q\cdot\dot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi+\\
&+(D+M_a\cdot z_a')\cdot\dot{y}_Q\cdot\dot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi+M_a\cdot x_a'\cdot\dot{y}_Q\cdot\dot{\psi}\cdot(\cos\psi\cdot\cos\varphi-\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi)-\\
&-M_a\cdot x_a'\cdot\dot{y}_Q\cdot\dot{\theta}\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi\cdot+M_a\cdot x_a'\cdot\dot{y}_Q\cdot\dot{\varphi}\cdot(\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\cos\varphi-\sin\psi\cdot\sin\varphi)+\\
&+0{,}5\cdot(I+M_a\cdot z_a'^2)\cdot\dot{\theta}^2+0{,}5\cdot M_a\cdot x_a'^2\cdot\dot{\theta}^2\cdot\sin^2\theta-0{,}5\cdot M_a\cdot x_a'^2\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\sin 2\varphi-\\
&-M_a\cdot x_a'\cdot z_a'\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\psi}\cdot\cos\theta\cdot\cos\varphi-M_a\cdot x_a'\cdot z_a'\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\varphi}\cdot\cos\varphi+0{,}5\cdot(J+L+M_a\cdot x_a'^2)\cdot\dot{\psi}^2+\\
&+0{,}5\cdot(I-J-M_a\cdot z_a'^2)\cdot\psi^2+0{,}5\cdot(I-J-L+M_a z_a'^2)\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin^2\theta-\\
&-0{,}5\cdot M_a x_a'\cdot z_a'\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin 2\theta\cdot\sin\varphi-0{,}5\cdot M_a\cdot x_a'^2\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin^2\theta\cdot\sin^2\varphi+\\
&+(J+M_a\cdot x_a'^2\cdot\dot{\psi}\cdot\dot{\varphi}\cdot\cos\theta-M_a\cdot x_a'\cdot z_a'\cdot\dot{\psi}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\theta\cdot\sin\varphi+0{,}5\cdot(J+M_a\cdot x_a'^2)\cdot\dot{\varphi}^2
\end{aligned}
\tag{8.153}
$$

8.2.2.4. Calculul forțelor generalizate ale sistemului mecanic

Energia potențială a sistemului este :

$$\upsilon=\upsilon_1+\upsilon_2 \tag{8.154}$$

în care:

υ_1 este energia forțelor de greutate,

υ_2- energia forțelor elastice de la cele două lagăre.

$$\upsilon_1 = M\cdot g\cdot z_c \tag{8.155}$$

$$\upsilon_2 = 0.5\cdot(k_i\cdot r_i^2 + k_s\cdot r_s^2) \tag{8.156}$$

În relațiile (8.155) şi (8.156) mărimile M şi z_c au expresiile şi semnificațiile prezentate în §8.2.1.1.4. Pentru noul model studiat r_i şi r_s reprezintă distanțele pe direcțiile radiale a lagărelor inferior şi superior în raport cu axa Oz la un moment dat:

$$r_i^2 = x_Q^2 + y_Q^2 \tag{8.157}$$

$$r_s^2 = \left(x_Q + l_1\cdot\sin\theta\cdot\sin\Psi\right)^2 + \left(y_Q - l_1\cdot\sin\theta\cdot\cos\Psi\right)^2 \tag{8.158}$$

Prin înlocuirea mai întâi a relațiilor (8.18), (8.157) şi (8.158) în (8.155) şi (8.156), iar apoi a acestora două în (8.154) se obține expresia energiei potențiale corespunzătoare modelului analizat:

$$
\begin{aligned}
\upsilon &= 0{,}5\cdot(k_i+k_s)\cdot\left(x_Q^2+y_Q^2\right)+k_s\cdot l_1\cdot\sin\theta\cdot\left(x_Q\cdot\sin\Psi-y_Q\cdot\cos\Psi\right)+\\
&+0{,}5\cdot k_s\cdot l_1^2\cdot\sin^2\theta+(D+M_a\cdot z_a')\cdot g\cdot\cos\theta+M_a\cdot x_a'\cdot g\cdot\sin\theta\cdot\sin\varphi
\end{aligned}
\tag{8.159}
$$

Forțele generalizate se obțin cu ajutorul funcției disipative Rayleigh:

$$\Re = 0{,}5\cdot c_i\cdot\dot{r}_i^2 + 0{,}5\cdot c_s\cdot\dot{r}_s^2 \tag{8.160}$$

în care, $\dot{r}_i$ şi $\dot{r}_s$ reprezintă vitezele radiale instantanee ale centrelor celor două lagăre, viteze care au expresiile stabilite cu ajutorul relațiilor (8.157) şi (8.158).

$$\Re = 0{,}5\cdot(c_i + c_s)\cdot\left(\dot{x}_Q^2 + \dot{y}_Q^2\right) + l_1\cdot c_s\cdot\dot{x}_Q\cdot(\dot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\sin\Psi + \dot{\Psi}\cdot\sin\theta\cdot\cos\Psi) +$$
$$+ l_1\cdot c_s\cdot\dot{y}_Q\cdot(\dot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\sin\Psi - \dot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\sin\Psi) + 0{,}5\cdot l_1^2\cdot c\cdot\left(\dot{\theta}^2\cdot\cos\theta + \dot{\psi}^2\cdot\sin^2\theta\right) \qquad (8.161)$$

Forțele generalizate disipative sunt definite de următoarele relații:

$$Q_{x_Q}^{(dis)} = -\frac{\partial\Re}{\partial\dot{x}_Q} = -(c_i + c_s)\cdot\dot{x}_Q - l_1\cdot c_s\cdot\dot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\sin\Psi - l_1\cdot c_s\cdot\sin\theta\cdot\cos\Psi$$
$$Q_{y_Q}^{(dis)} = -\frac{\partial\Re}{\partial\dot{y}_Q} = -(c_i + c_s)\cdot\dot{y}_Q - l_1\cdot c_s\cdot\dot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\cos\Psi - l_1\cdot c_s\cdot\sin\theta\cdot\sin\Psi$$
$$Q_\theta^{(dis)} = -\frac{\partial\Re}{\partial\dot{\theta}} = -l_1\cdot c_s\cdot\dot{x}_Q\cdot\cos\theta\cdot\sin\Psi + l_1\cdot c_s\cdot\dot{y}_Q\cdot\cos\theta\cdot\cos\Psi - l_1\cdot c_s\cdot\dot{\theta}\cdot\cos^2\theta$$
$$Q_\Psi^{(dis)} = -\frac{\partial\Re}{\partial\dot{\Psi}} = -l_1\cdot c_s\cdot\dot{x}_Q\cdot\sin\theta\cdot\cos\Psi - l_1\cdot c_s\cdot\dot{y}_Q\cdot\sin\theta\cdot\sin\Psi -$$
$$-l_1^2\cdot c_s\cdot\dot{\Psi}\cdot\sin^2\theta \qquad (8.162)$$
$$Q_\varphi^{(dis)} = -\frac{\partial\Re}{\partial\dot{\varphi}} = 0$$

Cuplul motor aplicat din exterior fusului pentru a imprima acestuia mişcarea de rotație este de forma $\overline{\mathcal{M}_m} = \overline{k}\cdot\mathcal{M}_m$. Acestui cuplu îi corespund următoarele forțe generalizate:

$$Q_{x_Q}^{(m)} = 0,\ Q_{y_Q}^{(m)} = 0,\ Q_\theta^{(m)} = 0,\ Q_\psi^{(m)} = \mathcal{M}_m\cdot\cos\theta,\ Q_\varphi^{(m)} = \mathcal{M}_m \qquad (8.163)$$

8.2.2.5. Stabilirea ecuațiilor diferențiale de mişcare ale sistemului mecanic

Energia cinetică E_c – relația (8.153) şi energia potențială υ relația (8.159) se prelucrează în raport cu parametri lagrangeieni şi cu vitezele generalizate pentru stabilirea termenilor corespunzători din ecuațiile Lagrange – relațiile (8.147). Aceşti termeni, împreună cu cei care provin din expresiile forțelor generalizate disipative şi forțelor generalizate motoare structurează ecuațiile diferențiale de mişcare ale modelului de fus care conține ambele lagăre legate elastic față de cupă. Aceste relații definesc un sistem matematic de cinci ecuații cuplate în variabilele $x_Q, y_Q, \theta, \psi, \varphi$ de ordinul 2, gradul 2, neomogene şi neliniare.

$$
\begin{aligned}
&(M+M_a)\cdot\ddot{x}_Q+(c_i+c_s)\cdot\dot{x}_Q+(k_i+k_s)\cdot x_Q+(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\ddot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi+\\
&+M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\theta}\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi+M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\theta}^2\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi-\\
&-(D+M_a\cdot x_a^{'})\cdot\dot{\theta}^2\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi+2\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi+\\
&+2\cdot(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\psi}\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi+2\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi\cdot\cos\varphi+\\
&+c_s\cdot l_1\cdot\dot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi+l_1\cdot k_s\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\psi}\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi-\\
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\psi}\cdot\sin\psi\cdot\cos\varphi+(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\ddot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi+\\
&+M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\psi}^2\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\psi}^2\cdot\cos\psi\cdot\cos\varphi-\\
&-(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi-2\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\psi}\cdot\dot{\varphi}\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\cos\varphi+\\
&+2\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\psi}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi+l_1\cdot c_s\cdot\dot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\varphi}\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi-\\
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\varphi}\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\cos\varphi+M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi-\\
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\cos\psi\cdot\cos\varphi=0
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
&(M+M_a)\cdot\ddot{y}_Q+(c_i+c_s)\cdot\dot{y}_Q+(k_i+k_s)\cdot y_Q-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\theta}\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi+\\
&+(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\ddot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\theta}^2\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi+\\
&+(D+M_a\cdot x_a^{'})\cdot\dot{\theta}^2\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi+2M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi+\\
&+2\cdot(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\psi}\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi-2\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi\cdot\cos\varphi-\\
&-c_s\cdot l_1\cdot\dot{\theta}\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi-l_1\cdot k_s\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi+M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\psi}\cdot\cos\psi\cdot\cos\varphi-\\
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\psi}\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi+(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\ddot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi-\\
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin\psi\cdot\cos\varphi-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\psi}^2\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi+\\
&-2\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\psi}\cdot\dot{\varphi}\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\cos\varphi+l_1\cdot c_s\cdot\dot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi+\\
&+M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\varphi}\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\cos\varphi-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{\varphi}\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi-\\
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\sin\psi\cdot\cos\varphi=0
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
&(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\ddot{x}_Q\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi+M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{x}_Q\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi+\\
&+l_1\cdot c_s\cdot\dot{x}_Q\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi+l_1\cdot k_s\cdot x_Q\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi+M_a\cdot g\cdot x_a^{'}\cdot\cos\theta\cdot\sin\varphi-\\
&-(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\ddot{y}_Q\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi-l_1\cdot c_s\cdot\dot{y}_Q\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi-l_1\cdot k_s\cdot y_Q\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi+\\
&+(I+M_a\cdot z_a^{'2})\cdot\ddot{\theta}+M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\ddot{\theta}\cdot\sin^2\varphi+l_1^2\cdot c_s\cdot\dot{\theta}\cdot\cos^2\theta+M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\dot{\theta}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin2\varphi+\\
&+0{,}5\cdot l_1^2\cdot k_s\cdot\sin2\theta-g\cdot(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\sin\theta-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{y}_Q\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi-\\
&-0{,}5\cdot M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\ddot{\psi}\cdot\sin\theta\cdot\sin2\varphi-M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\ddot{\psi}\cdot\cos\theta\cdot\cos\varphi+M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\dot{\varphi}^2\cdot\sin\varphi+\\
&+M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\dot{\psi}^2\cdot\cos2\theta\cdot\sin\varphi+0{,}5\cdot M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin2\theta\cdot\sin^2\varphi-\\
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\ddot{\varphi}\cdot\cos\varphi-M_a\cdot x_a^{'2}\cdot\dot{\psi}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\theta\cdot\cos\varphi+(J+M_a\cdot x_a^{'2})\cdot\dot{\psi}\cdot\dot{\varphi}\cdot\sin\theta+\\
&+0{,}5(J+L-I-M_a\cdot z_a^{'2})\cdot\dot{\psi}^2\cdot\sin2\theta+2\cdot M_a\cdot x_a^{'}\cdot z_a^{'}\cdot\dot{\psi}\cdot\dot{\varphi}\cdot\cos\theta\cdot\sin\varphi=0
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{x}_Q\cdot\sin\varphi\cdot\cos\varphi+(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\ddot{x}_Q\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi-\\
&-M_a\cdot z_a^{'}\cdot\ddot{x}_Q\cdot\cos\theta\cdot\cos\psi\cdot\sin\varphi+l_1\cdot c_s\cdot\dot{x}_Q\cdot\sin\theta\cdot\cos\psi+l_1^2\cdot c_s\cdot\dot{\psi}\cdot\sin^2\theta+\\
&+l_1\cdot k_s\cdot x_Q\cdot\sin\theta\cdot\cos\varphi+M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{y}_Q\cdot\cos\theta\cdot\cos\varphi+l_1\cdot k_s\cdot y_Q\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi-\\
&-M_a\cdot x_a^{'}\cdot\ddot{y}_Q\cdot\cos\theta\cdot\sin\psi\cdot\sin\varphi+(D+M_a\cdot z_a^{'})\cdot\ddot{y}_Q\cdot\sin\theta\cdot\sin\psi+
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
&+l_1 \cdot c_s \cdot \dot{y}_Q \cdot \sin\theta \cdot \sin\psi - 0{,}5 \cdot M_a \cdot x_a' \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin\theta \cdot \sin 2\varphi + (J + M_a \cdot x_a'^2) \cdot \ddot{\varphi} \cdot \cos\theta - \\
&- M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos\theta \cdot \cos\varphi - 0{,}5 \cdot M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos\theta \cdot \sin 2\varphi + \\
&+ M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi - 2 \cdot M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} \cdot \cos 2\theta \cdot \sin\varphi - \\
&- M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} \cdot \sin 2\theta \cdot \sin^2\varphi + (I - J - L + M_a \cdot z_a'^2) \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} \cdot \sin 2\theta - \\
&- M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\theta \cdot \cos 2\varphi - (J + M_a \cdot x_a'^2) \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\theta - \mathcal{M}_m \cdot \cos\theta + \\
&+ (J + L + M_a \cdot x_a'^2) \cdot \ddot{\psi} - M_a \cdot x_a'^2 \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin^2\theta \cdot \sin^2\varphi - M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin 2\theta \cdot \sin\varphi + \\
&+ (I - J - L + M_a \cdot z_a'^2) \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin^2\theta - M_Q \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin 2\theta \cdot \cos\varphi - \\
&- M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin^2\theta \cdot \sin^2 2\varphi - M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi - \\
&- M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi = 0
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
&- M_a \cdot x_a' \cdot \ddot{x}_Q \cdot \cos\theta \cdot \sin\psi \cdot \cos\varphi - M_a \cdot x_a' \cdot \ddot{x}_Q \cdot \cos\psi \cdot \sin\varphi - 0{,}5 \cdot M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin 2\varphi + \\
&+ M_a \cdot x_a' \cdot \ddot{y}_Q \cdot \cos\theta \cdot \cos\psi \cdot \cos\varphi - M_a \cdot x_a' \cdot \dot{y}_Q \cdot \sin\psi \cdot \sin\varphi - M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos\varphi - \\
&- 2 \cdot M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} \cdot \cos\theta \cdot \sin\varphi + M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\theta \cdot \cos 2\varphi - \\
&- (J + M_a \cdot x_a'^2) \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} \cdot \sin\theta + M_a \cdot g \cdot x_a' \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi + M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi + \\
&+ (J + M_a \cdot x_a'^2) \cdot \ddot{\psi} \cdot \cos\theta + 0{,}5 \cdot M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin 2\theta \cdot \cos\varphi + \\
&+ 0{,}5 \cdot M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin^2\theta \cdot \sin 2\varphi + (J + M_a \cdot x_a'^2) \cdot \ddot{\varphi} - \mathcal{M}_m = 0
\end{aligned}
\tag{8.164}
$$

Acest sistem poate fi redus de la cinci la patru ecuații, în aceleaşi condiții care au fost precizate şi în §8.2.1.1.5 în care primele trei ecuații ale sistemului (8.164) se mențin nemodificate; din ultimele două ecuații se elimină momentul motor $\mathcal{M}_m$ obținându-se cea de a patra ecuație a sistemului modificat:

$$
\begin{aligned}
&- M_a \cdot x_a \cdot \ddot{x}_Q \cdot \sin^2\theta \cdot \sin\psi \cdot \cos\varphi + (D + M_a \cdot z_a') \cdot \ddot{x}_Q \cdot \sin\theta \cdot \cos\psi + \\
&+ l_c \cdot c_s \cdot \dot{x}_Q \cdot \sin\theta \cdot \cos\psi + l_1 \cdot k_s \cdot x_Q \cdot \sin\theta \cdot \cos\psi + M_a \cdot x_a' \cdot \ddot{y}_Q \cdot \sin^2\theta \cdot \cos\psi \cdot \cos\varphi + \\
&+ (D + M_a \cdot z_a') \cdot \ddot{y}_Q \cdot \sin\theta \cdot \sin\psi + l_1 \cdot c_s \cdot \dot{y}_Q \cdot \sin\theta \cdot \sin\psi + l_1 \cdot k_s \cdot y_Q \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi - \\
&- 0{,}5 \cdot M_a \cdot x_a'^2 \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin\theta \cdot \sin 2\varphi + M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \theta^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi + L \cdot \ddot{\psi} + \\
&+ 2 \cdot M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} \cdot \sin^2\theta \cdot \sin\varphi + (I - 0{,}5 \cdot J - L + M_a \cdot z_a'^2) \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} \cdot \sin 2\theta - \\
&- M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\theta \cdot \cos 2\varphi - (J + M_a \cdot x_a'^2) \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\theta + \\
&+ (I - L + M_a \cdot x_a'^2 + M_a \cdot z_a'^2) \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin^2\theta - M_a \cdot x_a'^2 \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin^2\theta \cdot \sin^2\varphi - \\
&- 0{,}5 \cdot M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin 2\theta \cdot \sin\varphi - 0{,}5 \cdot M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin 2\theta \cdot \cos\theta \cdot \cos\varphi - \\
&- 0{,}25 \cdot M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin 2\theta \cdot \sin\theta \cdot \sin 2\varphi - M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin 2\theta \cdot \cos\varphi - \\
&- M_a \cdot x_a'^2 \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin^2\theta \cdot \sin 2\varphi - M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin\theta \cdot \sin\varphi - \\
&- 0{,}5 \cdot M_a \cdot g \cdot x_a' \cdot \sin 2\theta \cdot \cos\varphi + l_1^2 \cdot c_s \cdot \dot{\psi} \cdot \sin^2\theta - M_a \cdot x_a' \cdot z_a' \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\varphi = 0
\end{aligned}
\tag{8.165}
$$

Ecuațiile corespunzătoare gradului de libertate φ la cele două modele matematice permit stabilirea momentului motor în diferite condiții de

funcționare a fusului. În funcție de valorile pentru $\mathcal{M}_m$ se poate dimensiona în mod corespunzător motorul de antrenare.

8.2.3. Metode de rezolvare a ecuațiilor de mişcare

Se urmăreşte cu precădere ca rezolvările ecuațiilor de mişcare (8.30) şi (8.165) să ofere datele necesare pentru trasarea curbelor de rezonanță cu privire la amplitudinile vibrațiilor ansamblului oscilant. Cu ajutorul acestora se stabilesc turațiile critice cu zonele de rezonanță respective, amplitudinile vibrațiilor şi plaja vitezelor de exploatare. Astfel se poate urmări şi analiza răspunsul dinamic al sistemului în funcție de parametri constructivi ai fusului şi condițiile de exploatare (dimensiuni geometrice, caracteristici inerțiale, dezechilibre, rigidități, coeficienți de amortizare, turații).

Sistemele de ecuații de mişcare, datorită complexității lor, nu pot fi rezolvate decât apelând la metode numerice de integrare cu ajutorul calculatorului. În acest scop se construiesc sistemele de ecuații algebrice liniare neomogene, având ca necunoscute accelerațiile corespunzatoare coordonatelor generalizate (v. §8.2.1.1.5 si §8.2.2.5); sistemele transformate provin din cele inițiale (relațiile (8.30) şi (8.165)) şi au forma generală:

$$\sum_{i=1}^{n}\left(a_{ij},\ddot{q}_j\right)=b_i, i=\overline{1,n} \qquad (8.166)$$

unde n=2 este pentru fusele tip HZ şi n=4 - pentru fusele tip HL.

Coordonatele generalizate q_j ale celor două sisteme sunt:

$q_1=\theta,\ q_2=\Psi$ (pentru fuse tip HZ)

$q_1=x_Q,\ \ q_2=y_Q,\ \ q_3=\theta,\ q_4=\Psi$ (pentru fuse tip HL)

Coeficientii a_{ij} şi termenii liber b_i sunt funcții care depind de valorile la momentul t, atât ale parametrilor lagrangeieni, cât şi ale vitezelor caracteristice acestor parametri.

$$\begin{aligned} a_{ij}&=a_{ij}\left(q_j,\dot{q}_j\right)\\ b_i&=b_i\left(q_j,\dot{q}_j\right)\end{aligned} \qquad (8.167)$$

Cu valorile coeficienților a_{ij} şi a termenilor liberi b_i la momentul t se determină accelerațiile $\ddot{q}_j$ prin aplicarea metodei Gauss-Jordan pentru rezolvarea sistemelor algebrice.

Cu ajutorul metodei numerice de integrare Euler se obțin mărimile $q_j,\dot{q}_j$ şi $\ddot{q}_j$ pentru orice moment al funcționării sistemului mecanic.

8.2.3.1. Algoritmi de calcul

Pentru cele două modele adoptate au fost elaborate scheme bloc corespunzătoare – figurile 8.56 şi 8.57, cu diferenţe care provin atât de la numărul de ecuaţii, cât şi de la modul în care se determină amplitudinea vibraţiilor (figura 8.17 b) - fuse tip HZ, figura 8.49 - fuse tip HL).

În blocul BID se iniţializeaza datele preluate din fişierele de date şi de intrare (GRALHZ.DAT, GRALHL.DAT, GRALHZ.INP şi GRALHL.INP). Aceste date se introduc în subrutina COEF în care se calculează coeficienţii şi termenii liberi ai sistemului (8.166) la un moment ***t***.

Se iniţializează cu 0 variabila ***t*** şi se calculează un timp de plotare a graficului cu relaţia $tg = pg \cdot h$ (pg - pasul de grafic, h - pasul de integrare).

Cu valorile obţinute pentru a_{ij} şi b_i se rezolvă sistemul liniar algebric în procedura GSJORD (metoda Gauss-Jordan) pentru determinarea acceleraţiilor la momentul ***t***.

Se testează dacă timpul de integrare se încadrează între limitele de minim şi de maxim impuse pentru reprezentarea grafică.

Comparând timpul ***t*** cu pasul de grafic, pe cazul de egalitate se reprezintă grafic valorile funcţiilor selectate pentru această operaţie în procedura GRAFIC.

Pentru momentul corespunzător fuselor HL se calculează în prealabil amplitudinea vibraţiilor sistemului mecanic şi poziţia centrului oscilant în procedura AMPL.

În subrutină se prelucrează datele necesare determinării amplitudinilor vibraţiilor fusului textil, rezultatele fiind memorate în fişierele GRALHZ.OUT şi GRALHL.OUT, cu posibilitatea afişării şi plotării acestora.

Dacă timpul de integrare ***t*** este sub valoarea maximă, atunci prin procedura EULER se integrează soluţiile sistemului determinând parametri q_j şi $\dot{q}_j$ cu ajutorul cărora se trece la următorul pas de integragre; noul timp de integrare se obţine adăugând la cel anterior pasul de integrae **h**.

Datele aferente graficelor memorate în fişierele GRALHZ.OUT şi GRALHL.OUT sunt prelucrate prin programul HISTO în vederea reprezentării grafice a curbelor de rezonanţă.

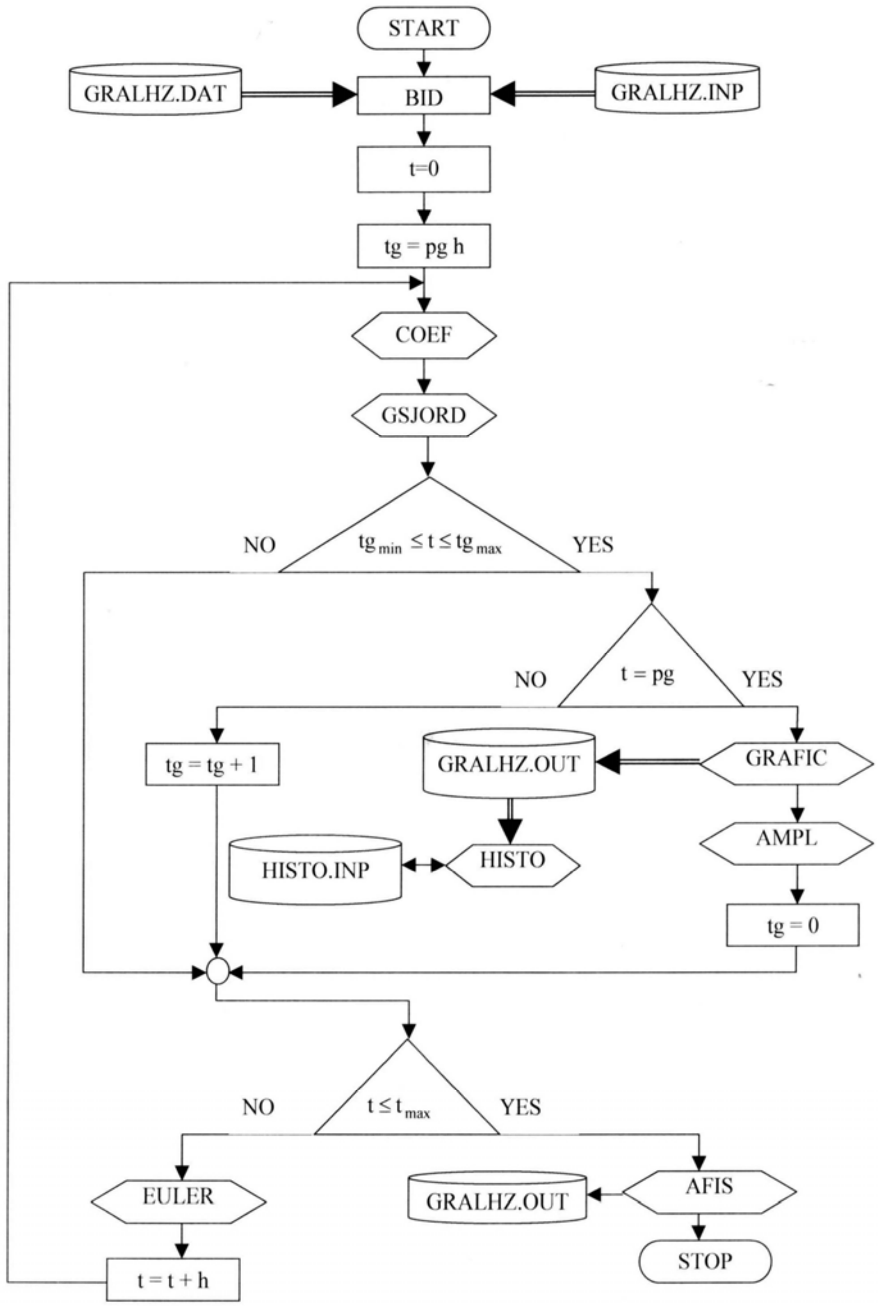

START
GRALHZ.DAT
BID
GRALHZ.INP
t=0
tg = pg h
COEF
GSJORD
NO
$tg_{min} \leq t \leq tg_{max}$
YES
NO
t = pg
YES
tg = tg + 1
GRALHZ.OUT
GRAFIC
HISTO.INP
HISTO
AMPL
tg = 0
NO
$t \leq t_{max}$
YES
EULER
GRALHZ.OUT
AFIS
STOP
t = t + h

Fig. 8.56

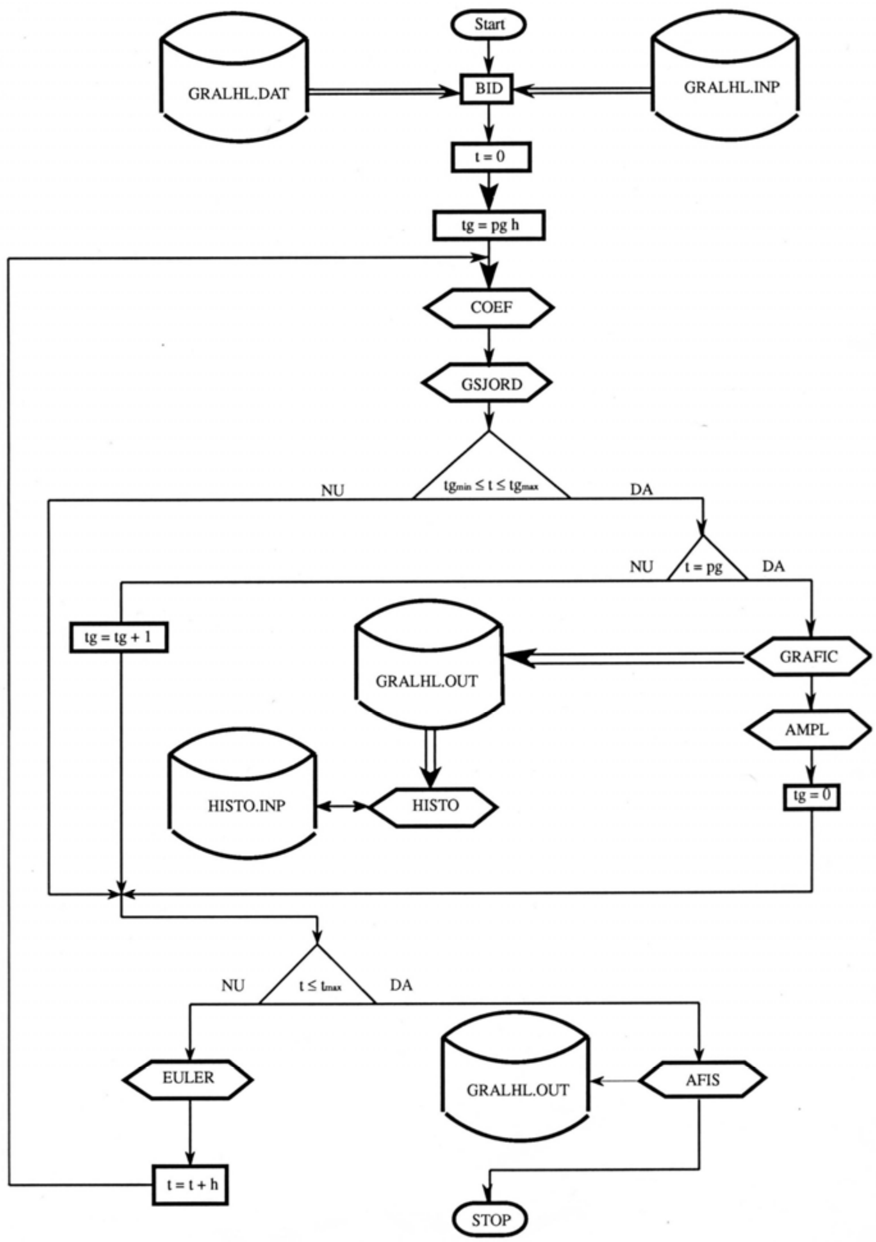

Start
GRALHL.DAT
BID
GRALHL.INP
t = 0
tg = pg h
COEF
GSJORD
NU
tgmin ≤ t ≤ tgmax
DA
NU
t = pg
DA
tg = tg + 1
GRALHL.OUT
GRAFIC
AMPL
HISTO.INP
HISTO
tg = 0
NU
t ≤ tmax
DA
EULER
GRALHL.OUT
AFIS
t = t + h
STOP

Fig. 8.57

8.2.3.2. Programe de calculator

Pe baza celor două scheme s-au realizat programele GRALHZ şi GRALHL în limbajul FORTRAN 77.

Programul GRALHZ se referă la modelul fizic caracterizat prin rezemare elastică numai în dreptul lagărului inferior - figura 8.51, iar programul GRALHL la modelul cu rezemare elastică la ambele lagăre - figura 8.55.

Parametrii care stabilesc limitele de rulare a programelor sunt:

h – pasul de integrare;

$\mathbf{t_{min}}$, $\mathbf{t_{max}}$ – intervalul de timp pentru integrarea numerică;

$\mathbf{tg_{min}}$, $\mathbf{tg_{max}}$ – intervalul de timp pentru reprezentarea grafică;

pg – pasul de grafic;

plot – funcția pentru care se construieşte graficul,

toler – toleranța (valoarea minimă acceptată în calculul coeficienților sistemului algebric).

Se introduc de asemenea condițiile inițiale de integrare corespunzătoare funcțiilor calculate, care pot fi reprezentate grafic prin selectare cu ajutorul variabilei **plot**; această variabilă stabileşte care din funcții se doreşte a fi construită grafic.

Programele permit ca pasul de grafic **pg** să poată fi stabilit inițial sau determinat funcție de **h** şi **eps**.

Prin introducerea mărimilor $\mathbf{t_{min}}$ şi $\mathbf{t_{max}}$ se poate delimita intervalul de timp corespunzător rezolvării problemei, oferind posibilitatea unei analize numai a unui anumit domeniu de funcționare (limitarea gamei de turații).

Datele care se introduc în programul GRALHZ sunt:

C – coeficientul de amortizare al amortizorului hidraulic;

D – definit prin relația (8.26);

II – definit prin relația (8.27);

J – definit prin relația (8.28);

K – rigiditatea legăturii elastice a lagărului inferior față de cupă;

L – definit prin relația (8.29);

X – coordonata $x_a^{'}$ a masei de dezechilibru;

l_1 – distanța dintre lagăre;

ag – accelerația gravitațională;

eps – accelerația unghiulară a sistemului rotativ;

MA – masa de dezechilibru M_a;

Z – coordonata $z_a^{'}$ a masei de dezechilibru;

Pentru programul GRALHL se utilizează următoarele date:
CI – coeficientul de amortizare pentru lagărul inferior;
CS – coeficientul de amortizare pentru lagărul superior;
D – definit prin relația (8.26);
II – definit prin relația (8.27);
J - definit prin relația (8.28);
KI – rigiditatea legăturii elastice a lagărului inferior față de cupă;
KS – rigiditatea legăturii elastice a lagărului superior față de cupă;
L - definit de relația (8.29);
M – definit de relația (8.16 a);
MA – masa de dezechilibru M_a;
Z – coordonata $z_a^{'}$ a masei de dezechilibru;
X – coordonata $x_a^{'}$ a masei de dezechilibru;
l_1 – distanța dintre lagăre;
ag - accelerația gravitațională;
eps – accelerația unghiulară a sistemului rotativ.

8.2.3.3. Exemple de calcul

În vederea rulării programelor GRALHZ şi GRALHL pentru obținerea curbelor de rezonanță sunt adoptate date concrete corespunzătoare fuselor SKF-HZ55 şi HL, fuse testate şi experimental (v. capitolul 11).

Pentru cele două variante constructive de fuse se stabilesc o serie de caracteristici funcționale şi constructive identice - tabelul 8.1:
- tijă fus (dimensiuni, masă, momente de inerție centrale);
- bobină (dimensiuni, momente de inerție centrale);
- masă de dezechilibru (valoare, coordonate);
- domeniu turații de funcționare;
- rezemare rigidă a cupei față de banca fuselor.

Cu valorile din tabelele 8.10, 8.11 şi 8.12 au fost calculate datele de încărcare ale fişierelor de intrare GRALHZ.DAT şi GRALHL.DAT a căror semnificații sunt precizate în paragraful 8.2.3.1.

Se consideră pentru cele două modele studiate că la timpul inițial (t=0) sistemele se află în repaus. În această situație sistemele de axe fix şi mobil se suprapun, ceea ce conduce la valori egale cu 0 pentru coordonatele generalizate şi vitezele corespunzătoare acestora.

Tabelul 8.10

Date comune fuselor HZ şi HL

Nr. crt.	Denumire	Simbol	Valoare	U/M
1.	Masă tijă fus	M_f	0,74	kg
2.	Lungimea părţii de tijă dintre lagăre	l_1	0,176	m
3.	Momente de inerţie centrale ale tijei fusului	$J_{x_f} = J_{y_f}$ J_{z_f}	$71{,}549 \cdot 10^{-4}$ $0{,}098 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$ $kg \cdot m^2$
4.	Masă bobină	M_b	1,43	kg
5.	Momente de inerţie centrale ale bobinei	$J_{x_{fb}} = J_{y_b}$ J_{z_b}	$156{,}186 \cdot 10^{-4}$ $23{,}02 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$ $kg \cdot m^2$
6.	Masă de dezechilibru	M_a	0,006	kg
7.	Coordonatele x_a şi y_a ale mesei de deze-chilibru	x_a y_a	0,03 0	m m
8.	Gama de turaţii	n_{fmin} n_{fmax}	0 10000	rot/min rot/min
9.	Momentele de inerţie ale tijei fusului şi bobinei faţă de axa Qz’	J'_{zz_f} J'_{zz_b}	$0{,}98 \cdot 10^{-4}$ $23{,}03 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$ $kg \cdot m^2$

Alte date caracteristice fiecărui tip de fus sunt prezentate în tabelele 8.2 şi 8.3

Tabelul 8.11

Date caracteristice fusului SKF-HZ 55

Nr. crt.	Denumire	Simbol	Valoare	U/M
1.	Momentele de inerţie faţă de axele Qx’ şi Qy’ pentru tija fusului	$J'_{xx_f} = J'_{yy_f}$	$26{,}199 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$
2.	Centrul de masă al tijei fusului	z_{cf}	0,445	m
3.	Centrul de masă al	z_{cb}	0,173	m

	bobinei			
4.	Momentele de inerție față de axele Qx' și Qy' pentru bobină	$J'_{xx_b} = J'_{yy_b}$	$584,17 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$
5.	Coordonata z_a a masei de dezechilibru	z_a	0,109	m
6.	Masă tub de legătură lagăre	M_t	0,11	kg
7.	Centrul de masă al tubului de legătură	z'_{c_t}	-0,136	m
8.	Momentele principale de inerție ale tubului de legătură	$J_x = J_y$ J_z	$12,96 \cdot 10^{-4}$ $0,004 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$ $kg \cdot m^2$
9.	Momentele de inerție ale tubului față de axele Q_x'y'z'	$J'_{xx_t} = J'_{yy_t}$ J'_{zz_t}	$21,675 \cdot 10^{-4}$ $0,004 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$ $kg \cdot m^2$
8.	Rigiditatea legăturii elastice a lagărului inferior	K	13000	N/m
11.	Coeficientul de amortizare	c	600	N·s/m

Tabelul 8.12

Datele caracteristice fusului HL

Nr. crt.	Denumire	Simbol	Valoare	U/M
1.	Centrul de masă al tijei fusului	z'_{c_f}	0,2205	m
2.	Momentele de inerție față de axele reperului Qx' și Qy' pentru tija fusului	$J'_{xx_f} = J'_{yy_f}$	$431,338 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$
3.	Centrul de masă al bobinei	z'_{c_b}	0,349	m
4.	Momentele de inerție	$J'_{xx_b} = J'_{yy_b}$	$1897,944 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$

	față de axele reperului Qx'y'z' pentru bobină			
5.	Coordonata z' a masei de dezechilibru	z_a	0,285	m
6.	Masă tub de legătură lagăre	M_t	o,22	kg
7.	Centrul de masă al tubului de legătură	z'_{c_t}	0,1075	m
8.	Momentele centrale de inerție ale tubului de legătură	$J_{x_t} = J_{y_t}$ J_{z_t}	$8{,}529 \cdot 10^{-4}$ $0{,}078 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$ $kg \cdot m^2$
9.	Momentele de inerție ale tubului de legătură față de axele Qx'y'z'	$J'_{xx_t} = J'_{yy_t}$ J'_{zz_t}	$0{,}043 \cdot 10^{-4}$ $0{,}078 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$ $kg \cdot m^2$
8.	Rigiditatea legăturii elastice a lagărului inferior	k_i	31000	N/m
11.	Rigiditatea legăturii elastice a lagărului superior	k_s	145000	N/m
12.	Coeficient de amortizare lagăr inferior	c_i	480	N·s/m
13.	Coeficient amortizare lagăr superior	c_s	320	N·s/m

În vederea lansării celor două programe au fost încărcate fişierele GRALHZ.INP şi GRALHL.INP cu valorile pentru parametri care stabilesc limitele de rulare.

Curbele de rezonanță obținute pe cale teoretică în condițiile menționate sunt prezentate în figurile 8.58 (pentru fus HZ) şi 8.59 (pentru fus HL) şi au fost obținute cu ajutorul programului HISTO.

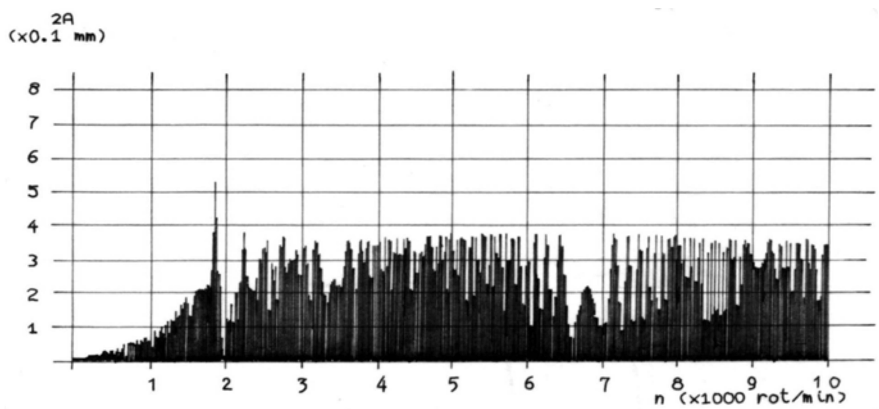


Fig. 8.58

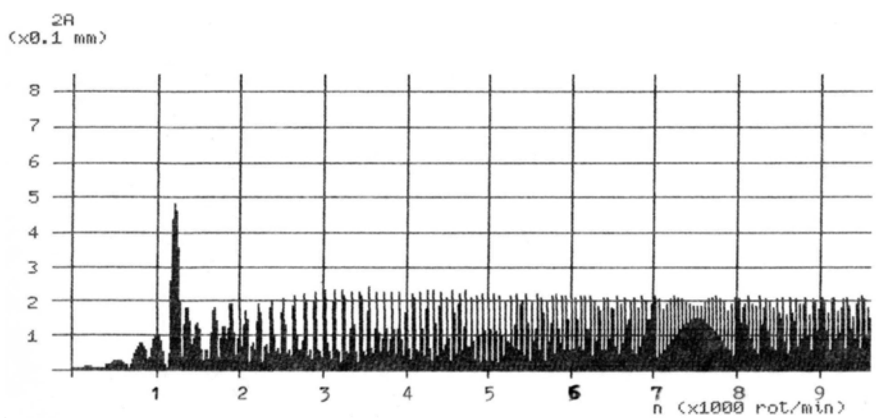


Fig. 8.59

Capitolul 9

MECANISME DE ÎNFĂŞURARE

9.1. Legile înfăşurării-baze de proiectare a mecanismelor de înfăşurare

La maşinile pregătitoare ale procesului de filare şi la maşinile de filat, înşiruirile de fibre sunt depuse cu anumită regularitate sau pe diferite tipuri de suporţi prin depunere în straturi succesive, realizându-se înfăşurările prezentate la disciplinele de tehnologie textilă (înfăşurările cilindrice, conice, în cruce, bombate).

Indiferent de tipul înfăşurării, mecanismele de înfăşurare trebuie astfel proiectate încât să fie respectate cele trei legi fundamentale ale înfăşurării – figura 9.1; se vor prezenta aspectele de bază legate de înfăşurarea pe bobine sau ţevi utilizate la flaiere, respectiv la maşinile de filat clasice.

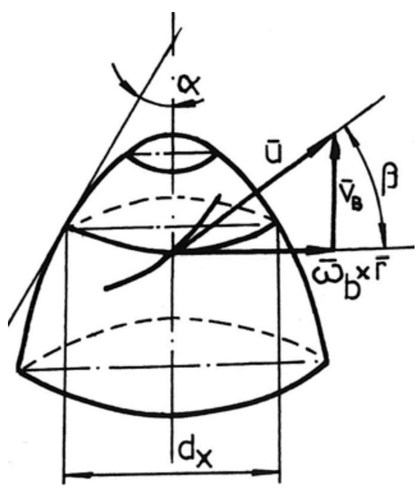


Fig. 9.1

În figura 9.1 sunt utilizate notaţiile:

$\overline{u}$ - viteza de producere a semifabricatului (semitort, fir),
d_x - diametrul formatului,
β - unghiul elicei după care este dirijat semifabricatul înfăşurării,
α - unghiul format de tangenta la strat cu axa bobinei,
ω_b - viteza unghiulară a bobinei.

Legea I–a a înfăşurării

Lungimea de fir sau de semitort produsă într-un interval de timp, trebuie să fie înfăşurată în întregime în acelaşi interval de timp:

$$u = n_x l_1 \tag{9.1}$$

în care:

n_x - numărul de spire înfăşurate în unitatea de timp,

$l_1 = \int_0^2 \frac{1}{\cos\beta} \cdot d_x d_\varphi$ - lungimea unei spire, cu d_φ – unghiul elementar de rotație al bobinei.

Legea a II-a a înfăşurării

Viteza de translație $\overline{v}_B$ a conducătorului înşiruirii trebuie să asigure un pas determinat *h* al spirelor:

$$v_B = n_x \cdot h = h \cdot \frac{u}{l_t} \tag{9.2}$$

în care *h* este pasul spirelor (elicei).

Legea a III-a de legătură între parametrii de structură caracteristici înfăşurării:

$$T_t = \frac{\pi \cdot d_1}{l_1} \cdot \frac{\gamma \cdot h \cdot \delta}{\cos\alpha} \tag{9.3}$$

în care:

T_t este titlul înşiruirii (densitatea de lungime),
γ - densitatea stratului,
δ - grosimea stratului.

Înfăşurarea se realizează datorită mişcării relative a conducătorului de fir sau semitort, în raport cu bobina; viteza de înfăşurare la un moment dat va fi:

$$\overline{u} = \overline{\omega}_b \times \overline{r}_x + \overline{v}_B \tag{9.4}$$

9.2. Elemente de proiectare pentru mecanismele de înfăşurare de la flaiere

9.2.1. Legile de înfăşurare

La flaiere răsucirea-înfăşurarea se realizează cu ajutorul furcii şi bobinei şi cilindrilor debitori de la trenul de laminare; se foloseşte înfăşurarea cilindrică, spiră lângă spiră, pe mosoare fără flanşe figura 9.2.

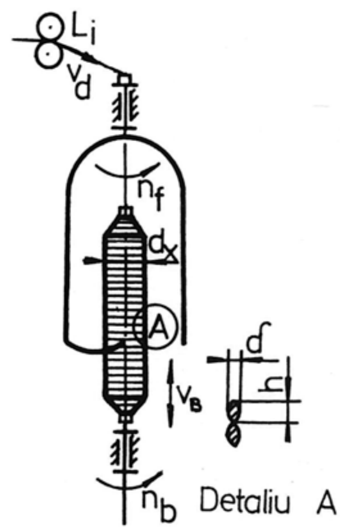


Fig. 9.2

Prima lege de înfăşurare este (exemplu pentru flaierele cu bobină activă):

$$u = v_d \cdot L_i = n_x \cdot l_1 = (n_b - n_f) \cdot \frac{\pi \cdot d_x}{\cos \beta} \qquad (9.5)$$

în care:

- n_b este turaţia bobinelor (are valoare constantă pentru un strat depus),
- n_f – turaţia furcilor (constantă),
- v_d - viteza periferică a cilindrilor debitori (constantă),
- L_i - laminajul din faţă (între cilindri debitori şi furcă); se adoptă cu valoarea 1 la fibre liberiene şi cu puţin mai mare la bumbac;
- $\cos \beta \approx 1$ (deoarece β este foarte mic-2°...3°).

Pentru un alt strat se schimbă diametrul d_x, deci este necesară modificarea turaţiei n_b a bobinei pentru menţinerea aceleiaşi viteze de

înfăşurare. Din această primă lege de înfăşurare rezultă relația de calcul pentru turația bobinei:

$$n_b = n_f \pm \frac{v_d \cdot L_i}{\pi \cdot d_x} \tag{9.6}$$

în care semnul (+) se adopta pentru cazul bobinelor active, iar semnul (-) pentru furci active.

Variația turației n_b de la un strat la alt strat poate fi realizată cu ajutorul unor mecanisme diferențiale, variatoare de viteză mecanice sau electronice.

A doua lege de înfăşurare este :

$$v_B = h \cdot \frac{u}{l_1} = h \cdot \frac{v_d \cdot L_i}{\pi \cdot d_x} \tag{9.7}$$

adică viteza băncii v_B trebuie să varieze invers proporțional cu diametrul bobinei; rezolvarea acestei probleme este asigurată cu ajutorul variatorului de viteză utilizat pentru satisfacerea primei legi de înfăşurare, întrucât se constată că în expresiile matematice corespunzătoare celor două legi există o structură comună.

A treia lege de înfăşurare – relația (9.3), capătă forma ($\cos\alpha = 1$, $l_1 = \pi \cdot d_x$):

$$T_t = \gamma \cdot h \cdot \delta \tag{9.8}$$

Realizarea acestei legi impune introducerea unor roți de schimb atunci când se prelucrează un semitort cu alt titlu, pentru a se respecta si legea a doua, obținerea unei viteze v_B în corelație cu schimbarea pasului h şi a grosimii δ a stratului depus.

9.2.2. Condiții impuse mecanismelor de acționare a furcilor, bobinelor şi băncii bobinelor

Soluțiile utilizate pentru construcția flaierelor trebuie să satisfacă o serie de condiții dintre care se menționează :

a) Respectarea legilor înfăşurării.

b) Realizarea unui flux energetic care să ofere încărcarea minimă a componentelor care contribuie direct la obținerea variațiilor de viteză; se vor realiza astfel dimensiuni reduse ale acestora, sensibilitate şi siguranță sporite în exploatare. Drept consecință, la bobine se va transmite direct de la arborele principal puterea ce revine părții constante a vitezei, conform primei legi de înfăşurare.

c) Antrenarea furcilor cu viteză constantă direct de la arborele principal.

d) Schimbarea sensului de deplasare a băncii şi reglarea cursei acesteia pentru formarea capetelor conice ale bobinelor. La sistemele mecanice se foloseşte mecanismul de tip basculă.

e) Posibilitatea efectuării reglajelor necesare în vederea respectării legilor de înfăşurare atunci când se schimbă valorile unor parametri caracteristici ai structurii înfăşurării. Această condiție se realizează, în cazul structurilor mecanice, cu ajutorul roților de schimb:

- roata diferențialului (la schimbarea diametrului mosorului gol),
- roata băncii şi roata stea (la modificarea titului *Tt* al semitortului),
- roata de torsiune (la schimbarea torsiunii semitortului).

9.2.3. Schema bloc pentru transmisiile de la flaiere

a) Flaierele cu structură clasică, alcătuite din lanțuri cinematice acționate de regulă de la un electromotor asincron trifazat, au schema bloc prezentată în figura 9.3.

Simbolurile din figură reprezintă:

T_f ,T_1 , T_v ,T_b ,T_D ,T_B ,T_S - transmisii intermediare având rapoartele de transmitere i_f ,i_i, i_v ,i_b ,i_D,i_B;

i_o - raportul de transmitere al diferențialului;

n - turația arborelui principal şi la intrare în diferențial (constantă);

n_i - turația arborelui de intrare la variator;

n_e - turația arborelui de ieşire de la variator;

n_1 - turația la intrarea în diferențial (variabilă);

n_2 - turația la ieşirea din diferențial (variabilă);

n_l - turația cilindrului motor la trenul de laminat;

n_f - turația furcilor;

n_b - turația bobinelor;

n_B - turația roții de antrenare a băncii bobinelor;

v_B - viteza de deplasare a băncii bobinelor.

Pe baza schemei clasice din figura 9.3. sunt construite şi se construiesc şi în prezent flaiere în a căror structură sunt folosite soluții mecanice: transmisii cu roți dințate, variatoare de viteză cu conoizi şi cureluşă, transmisii cu lanțuri, inversoare de mişcare, diferențiale cu roți cilindrice şi roți conice, etc.

b) *În viitorul imediat se vor folosi soluții* în care microelectronica si automatizarea simplifică apreciabil structura mecanică, îmbunătățesc condițiile de exploatare, prin folosirea mai multor motoare de acționare

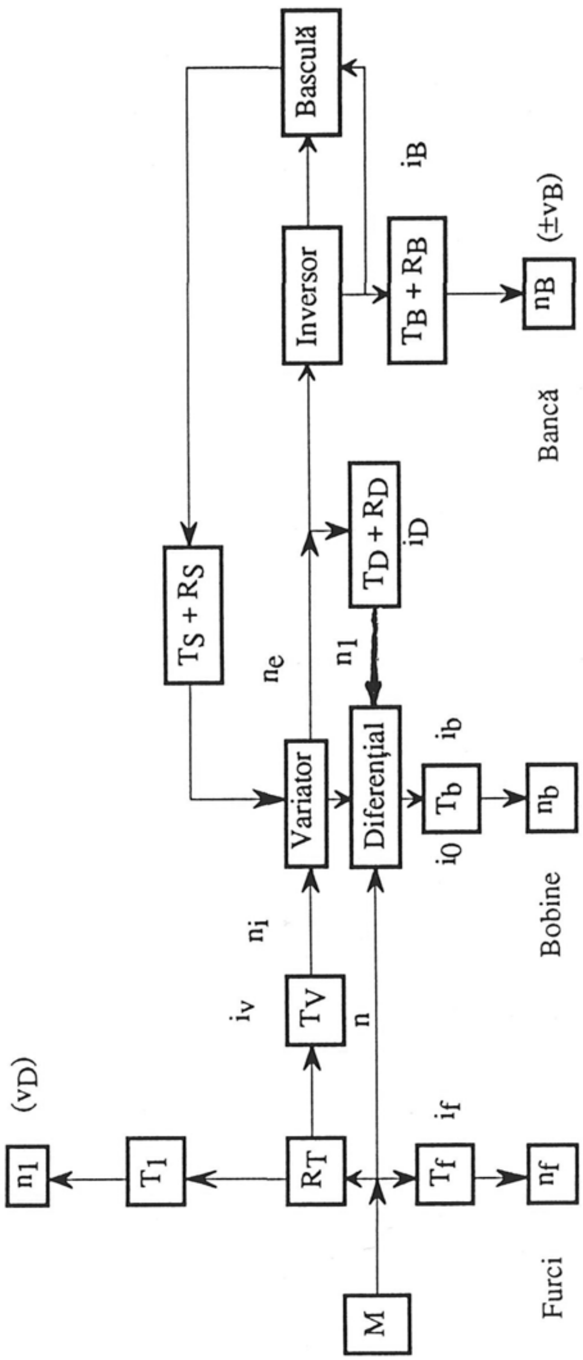

Basculă
Inversor
$T_B + R_B$
i_B
n_B
$(\pm v_B)$
Bancă
$T_D + R_D$
i_D
n_1
$T_S + R_S$
n_e
Variator
Diferenţial
T_b
i_b
n_b
i_0
Bobine
n_i
TV
i_v
n
(v_D)
n_1
T_1
R_T
T_f
i_f
n_f
M
Furci

Fig. 9.3

cu viteze variabile reglate şi stabilizate cu ajutorul unor programe adecvate care să satisfacă legile înfăşurării şi celelalte condiţii consemnate anterior – figura 9.4.

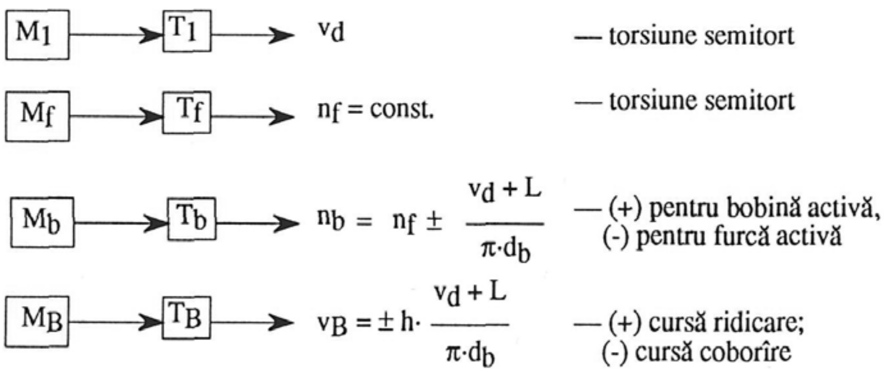


Fig. 9.4

În noua variantă, din structura mecanică clasică a flaierelor, se elimină o bună parte din componentele mecanice cum sunt transmisiile T_v ,R_T , T_S+Rs ,T_D+R_D, R_B, variatorul de viteza, diferenţialul, inversorul, bascula.

Programele electronice privind reglarea diferiţilor parametri de lucru simplifică pregătirea maşinii, eliminându-se operaţiile de înlocuire a roţilor de schimb şi de ajustare a unor mecanisme. În asemenea condiţii şi fiabilitatea sporeşte apreciabil.

$M_l \longrightarrow T_l \longrightarrow v_d$ - torsiune semitort

$M_f \longrightarrow T_f \longrightarrow n_f = \text{const.}$ - torsiune semitort

$M_b \longrightarrow T_b \longrightarrow n_b = \pm \dfrac{v_d + L}{\pi \cdot d_b}$ - (+) pentru bobină activă

- (-) pentru furcă activă

$M_B \longrightarrow T_B \longrightarrow v_B = \pm h \cdot \dfrac{v_d + L}{\pi \cdot d_b}$ - (+) cursă ridicare;

- (-) cursă coborâre

9.2.4. Relaţii cinematice obligatorii pentru flaierele clasice

Primele două legi ale înfăşurării la flaier - relaţiile (9.6) şi (9.7), se pot exprima, luând în considerare datele cinematice din schema bloc. Prima lege are forma:

$$n_b = n_f \pm \frac{v_d \cdot L_i}{\pi \cdot d_x} = \frac{l}{i_b} \cdot n_2 \tag{9.9}$$

în care:

$$n_f = \frac{l}{i_f} \cdot n \tag{9.10}$$

$$n_2 = n \cdot \frac{1}{i_0} + \left(1 - \frac{1}{i_0}\right) \cdot n_1 \text{, (din relația lui Willis)} \tag{9.11}$$

$$n_1 = \frac{1}{i_D} \cdot n_e \tag{9.12}$$

După înlocuiri se găseşte:

$$\frac{1}{i_b} \cdot \frac{1}{i_0} \cdot n + \frac{1}{i_b}\left(1 - \frac{1}{i_0}\right) \cdot \frac{1}{i_D} \cdot n_e = \frac{1}{i_f} + \frac{v_d \cdot L_i}{\pi \cdot d_x} \tag{9.13}$$

sau:

$$\left(\frac{1}{i_b} \cdot \frac{1}{i_0} - \frac{1}{i_f}\right) \cdot n = \frac{v_d \cdot L_i}{\pi \cdot d_x} - \frac{1}{i_h}\left(1 - \frac{1}{i_0}\right)\frac{1}{i_d} \cdot n_e \tag{9.14}$$

A doua lege se exprimă:

$$v_b = h \cdot \frac{v_d \cdot L_i}{\pi \cdot d_x} = \pi \cdot d_B \cdot n_B \tag{9.15}$$

însă:

$$n_B = \frac{1}{i_B} \cdot n_e \tag{9.16}$$

După înlocuirea relației (9.16) în (9.15) rezultă:

$$n_e = \frac{h \cdot i_B}{\pi \cdot d_B} \cdot \frac{v_d \cdot L_i}{\pi \cdot d_x} \tag{9.17}$$

Se constată că prima lege nu suferă modificări la schimbarea titlului semitortului (nu conține parametrul h dependent de Tt); rezultă că n_e nu trebuie să-şi schimbe valoarea şi în consecință este obligatorie respectarea condiției:

$$\frac{h \cdot i_B}{\pi \cdot d_B} = C_1 \text{ (constanta), sau } h \cdot i_B = \text{constant} \tag{9.18}$$

În acest scop se introduce o roată de schimb R_B cu număr corespunzător de dinți.

Înlocuind în relația (9.14) pe n_e, dat de (9.17) se găseşte:

$$\left(\frac{1}{i_b}\cdot\frac{1}{i_0}-\frac{1}{i_f}\right)\cdot n=\frac{v_d\cdot L_i}{\pi\cdot d_x}\left[1-\frac{1}{i_b}\cdot\frac{1}{i_D}\cdot\left(1-\frac{1}{i_0}\right)\right]\cdot C_1 \tag{9.19}$$

Singura variabilă din relația (9.19) este d_x, deci egalitatea va trebui satisfăcută numai când cele două paranteze sunt egale cu zero:

$$\frac{1}{i_b}\cdot\frac{1}{i_0}-\frac{1}{i_f}=0 \tag{9.20}$$

$$1-\frac{1}{i_b}\cdot\frac{1}{i_D}\left(1-\frac{1}{i_0}\right)C_1=0 \tag{9.21}$$

Din ultimele două se obține:

$$i_b=\frac{i_f}{i_0}, \tag{9.22}$$

$$i_D=\frac{1}{i_b}\cdot\left(1-\frac{1}{i_0}\right)C_1,\ \text{la bobina activă} \tag{9.23}$$

sau

$$i_D=\frac{1}{i_b}\cdot\left(\frac{1}{i_b}-1\right)C_1,.\ \text{la furca activă} \tag{9.23'}$$

Relațiile (9.18), (9.22), (9.23), şi (9.23') reprezintă condiții obligatorii pe care trebuie să le îndeplinească transmisiile mecanismelor de înfăţurare la flaiere.

Se recomandă următoarea ordine a calculelor:

1. Se calculează raportul de transmitere i_b, după adoptarea turațiilor arborelui principal şi furcii.
2. Se adoptă i_0 cu o valoare care să ofere încărcare minimă a variatorului de viteza şi obținerea unui randament ridicat la diferențial.
3. Se calculează i_b cu relația (9.22).
4. Se determină i_B şi C_1 cu relația (9.18).
5. Se calculează i_D cu (9.23) sau (9.23').

9.2.5. Variatoare de viteză pentru flaiere

În vederea respectării primei legi de înfăşurare a semitonului pe bobine la flaiere, pe măsura creşterii diametrului de înfăşurare, turaţia bobinei se micşorează; este necesar ca variatorul de viteză la ieşire să ofere posibilitatea obţinerii unei turaţii care să poată fi variată între limitele $n_{e_{\max}}$ şi $n_{e_{\min}}$. Din relaţiile (9.17) şi (9.18) rezultă:

$$n_e = C_1 \cdot \frac{v_d \cdot L_i}{\pi \cdot d_x} \tag{9.24}$$

din care:

$$n_e \cdot d_x = C_1 \cdot \frac{v_d \cdot L_i}{\pi} = \text{constant} \tag{9.25}$$

Turaţia n_e este legată de diametrul de înfăşurare d_x printr-o lege hiperbolică, care trebuie respectată indiferent de soluţia adoptată pentru variator. Se folosesc variatoare mecanice cu conoizi hiperbolici, la care legea de variaţie – relaţia (9.25), se obţine prin profil corespunzător al generatoarelor, cu conoizi cu generatoare drepte la care cureaua este deplasată cu o camă hiperbolică – figura 9.5; mai rar sunt utilizate variatoare de viteză P.I.V. Conoizii cu generatoare drepte se execută fără dificultăţi şi asigură condiţii mai bune de funcţionare a curelei.

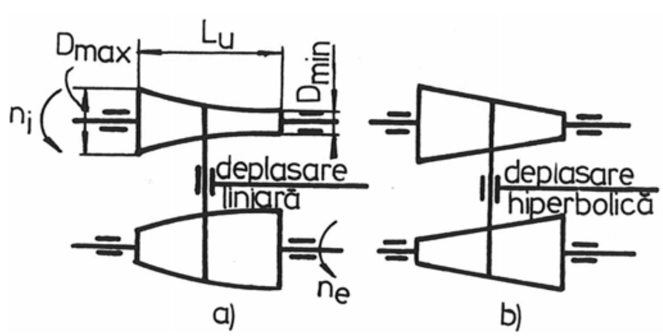


Fig. 9.5

La proiectarea variatoarelor este necesar a se lua în vedere recomandările care urmează:

1. Grosimea straturilor semitortului depus pe bobină, la fibre liberiene este aproape constantă la toate straturile şi creşte în progresie aritmetică la bumbac. Pe de altă parte datorită apăsării straturilor de semitort grosimea stratului δ şi pasul de înfăşurare h reprezintă diametrele elipsei rezultate, care pentru fibre tip bumbac se pot determina cu următoarele relații:

$$h = 316 \cdot 10^{-14} \cdot K_h \cdot \sqrt{T_t} \quad (9.26)$$

$$\delta = 316 \cdot 10^{-14} \cdot K_\delta \cdot \sqrt{T_t} \quad (9.27)$$

în care K_h şi K_δ sunt factori de corecție pentru densitatea liniară T_t – tabelul 9.1.

Tabelul 9.1

Tt (tex)	K_h	K_δ
150-190	3,33	0,78
200 - 320	3,70	0,72
340-400	3,90	0,65
500 - 840	4,25	0,63
>900	4,37	0,59

Aceste valori se vor lua în calculele în care intervin diametrul de înfăşurare d_x şi cursa băncii, respectiv pasul de înfăşurare.

2. Lungimea utilă L_u a conoizilor este întâlnită cu valori între 600 ... 1100 mm, dependentă de numărul de straturi de semitort depuse pe bobină şi de lungimea unei deplasări. Lungimea totală a conoizilor este cu 100... 150 mm mai mare (fig.9.5).

3.Diametrul D_{min} se adoptă cu valori de 80... 100 mm.

4.Turația n_i să fie suficient de ridicată pentru ca forțele utile din curea să fie reduse.

5.Raportul $n_{e_{mediu}} / n_i \approx 1$, pentru a realiza unghiuri de înfăşurare a curelei cu valori apropiate de 180°.

În condițiile menționate se asigură sensibilitate sporită a variatorului de viteză.

9.3. Baze de proiectare pentru mecanismele de torsionare-înfăşurare ale maşinilor de filat cu inele

9.3.1. Legile înfăşurării conice

Torsionarea şi înfăşurarea firelor la maşinile de filat clasice sunt efectuate de ansamblul inel-cursor-fus – figura 9.6, în care 1 este înşiruirea de fibre, 2 - cilindri debitori ai trenului de laminat, 3 - conducător de fir, 4 - fus, 5 - inel, 6 - cursor, 7 - banca inelelor, 8 - banca fuselor; firul torsionat se înfăşoară pe o ţeava aşezată pe fus.

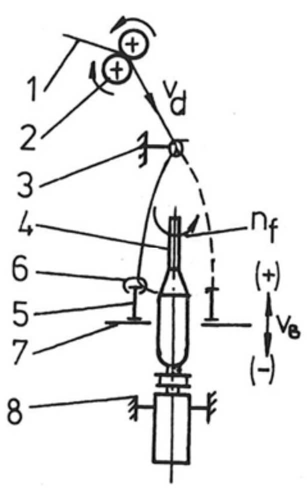


Fig. 9.6

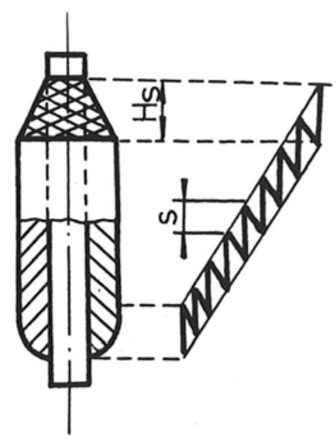


Fig. 9.7

Înfăşurarea pe ţeavă este determinată de rotirea fusului şi mişcarea liberă a cursorului pe inel, cursor antrenat de fir. Diferenţa dintre turaţia fusului n_f şi turaţia cursorului n_c reprezintă numărul de spire n_x înfăşurate pe ţeava în unitatea de timp. Înfăşurarea pe ţeavă se efectuează sub forma unei elice conice obţinându-se straturile de umplere cu pasul h_u (la ridicarea băncii inelelor) între care se intercalează straturile de separaţie cu pasul h_s (la coborârea inelelor) – figura 9.7. Totodată banca inelelor execută şi câte un salt la fiecare ciclu ridicare-coborâre – figura 9.9. În acest fel se obţin straturi stabile atât în timpul înfăşurării cât şi în fazele prelucrării ulterioare ale bobinelor (desfăşurare corectă).

În final se obţine o bobină cu forma din figura 9.8 alcătuită din picior şi corp.

a) Prima lege a înfăşurării, conform cu relaţia (9.1), arată că lungimea de fir *u* produsă în unitatea de timp trebuie să fie înfăşurată în întregime în acelaşi interval de timp şi are forma:

$$u = n_x \cdot l_1 = v_d \cdot c_s = \left(n_f - n_c\right) \cdot l_1 \tag{9.28}$$

în care: c_s este coeficientul de scurtare a firului, datorită torsiunii,
l_i - lungimea unei spire pe conul de înfăşurare.

Pentru calculele practice se admite că $l_1 \approx 2 \cdot \pi \cdot r$, r fiind raza instantanee de înfăşurare.

Rezultate mai precise se obţin luând în considerare şi existenţa unui pas h, în care caz rezultă:

$$l_1 = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sqrt{1 + \frac{h_2}{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot \cos^2 \alpha}} \tag{9.29}$$

Pentru această variantă, prima lege de înfăşurare se exprimă:

$$v_d \cdot c_d = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sqrt{1 + \frac{h_2}{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot \cos^2 \alpha}} \left(n_f - n_c\right) \tag{9.30}$$

b) A doua lege a înfăşurării, conform relaţiei (9.2) se referă la banca inelelor care trebuie să aibă o viteză de translaţie v_B care să asigure un pas h determinat pentru spirele bobinei.

$$v_B = u \cdot \frac{h}{l_1} = v_d \cdot c_s \cdot \frac{h}{l_1} \tag{9.31}$$

La stratul de umplere (cursa de ridicare a băncii) pasul spirelor are valoarea h_u, iar la stratul de separaţie (la coborârea băncii) pasul este h_s. Banca inelelor va avea pentru fiecare tip de strat legi de mişcare distincte, $v_{B(u)}$ şi $v_{B(s)}$.

Introducând în relaţia (9.31), expresiile (9.28) şi (9.29) se obţine:

$$v_{B(u)} = \frac{h_u}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sqrt{1 + \frac{h_u^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot \cos^2 \alpha}}} \cdot v_d \cdot c_s \tag{9.32}$$

$$v_{B(s)} = \frac{h_s}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sqrt{1 + \frac{h_s^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot \cos^2 \alpha}}} \cdot v_d \cdot c_s \tag{9.33}$$

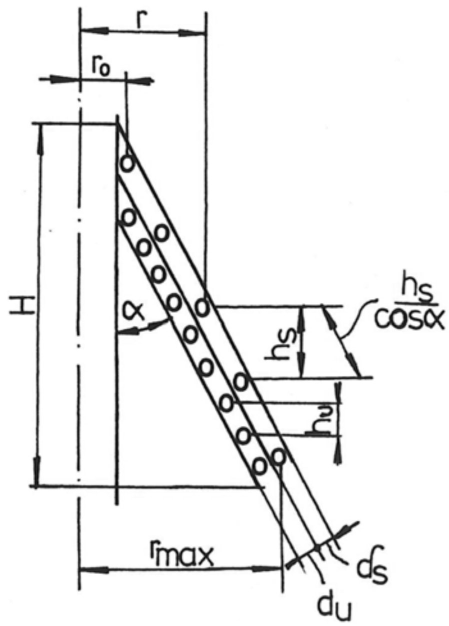


Fig. 9.8

Pasul spirelor *h* – figura 9.7, se determină cu relația:

$$h = \frac{H}{n_s} \tag{9.34}$$

în care numărul de spire n_s din strat se calculează în funcție de lungimea de fir *L* din strat şi lungimea medie a unei spire l_m:

$$n_s = \frac{L}{l_m} = \frac{L}{\pi \cdot (r_0 + r_{\max})} \tag{9.35}$$

Pentru paşii h_u şi h_s rezultă:

$$h_u = \frac{\pi \cdot (r_0 + r_{\max}) \cdot H}{L_u} \tag{9.36}$$

$$h_s = \frac{\pi \cdot (r_0 + r_{\max}) \cdot H}{L_s} \tag{9.37}$$

c) A treia lege a înfăşurării este legea de legătură între parametrii de structură caracteristici înfăşurării - relația (9.3); admițând că $\pi \cdot d_x = 2 \cdot \pi \cdot r = l_1$, pentru cele două straturi se obțin expresiile:

$$T_t = \frac{\gamma_u \cdot h_u \cdot \delta_u}{\cos\alpha} \tag{9.38}$$

$$T_t = \frac{\gamma_s \cdot h_s \cdot \delta_s}{\cos\alpha} \tag{9.39}$$

Apreciind $\delta_u = \delta_s = \delta / 2$ fiind grosimea stratului dublu, iar $(\gamma_u + \gamma_s)/2 = \gamma$, γ fiind densitatea volumetrică a stratului dublu, din relațiile (9.38) şi (9.39) rezultă legea a treia pentru înfăşurarea conică sub forma:

$$T_t = \frac{\gamma \cdot \delta}{\cos\alpha} \cdot \frac{1}{\frac{1}{h_u} + \frac{1}{h_s}} \tag{9.40}$$

9.3.2. Grosimea straturilor; saltul băncii inelelor.

În figura 9.9 este prezentat un strat dublu de grosime *δ aparținând corpului bobinei.*

Masa stratului conic dublu de grosime *δ* şi înălțime *H* este:

$$M = V \cdot \gamma = \pi \cdot (r_0 + r_{max}) \cdot \frac{H}{\cos\alpha} \cdot \delta \cdot \gamma \tag{9.41}$$

Pe de altă parte, din relația de definiție a densității de lungime (titlul *Tt*) al firului înfăşurat în stratul dublu cu lungimea L_c rezultă:

$$M = T_t \cdot L_c \tag{9.42}$$

Din ultimele două relații se obține:

$$\delta = \frac{T_t \cdot L_c \cdot \cos\alpha}{\pi \cdot (r_0 + r_{max}) \cdot H \cdot \gamma} \tag{9.43}$$

Pentru *H* se găseşte:

$$H = \frac{r_{max} - r_0}{tg\alpha} \tag{9.44}$$

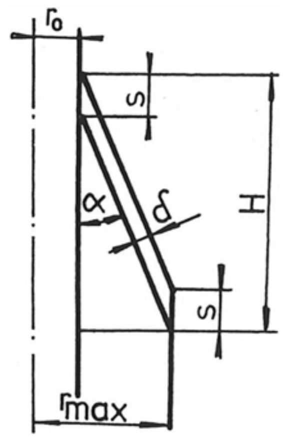


Fig. 9.9

După înlocuiri rezultă pentru δ:

$$\delta = \frac{T_t \cdot L_c \cdot \sin\alpha}{\pi \cdot \left(r_{\max}^2 - r_0^2\right) \cdot H \cdot \gamma} \tag{9.45}$$

Cu ajutorul grosimii stratului dublu δ se determină valoarea *saltului băncii inelelor s*:

$$S = \frac{\delta}{\sin\alpha} = \frac{T_t \cdot L_c}{\pi \cdot \left(r_{\max}^2 - r_0^2\right) \cdot \gamma} \tag{9.46}$$

Legea de mişcare a băncii este asigurată de un mecanism cu camă cu profil asimetric. Unghiul α caracteristic conicităţii bobinei se alege astfel ca spirele să nu cadă, totodată să se obţină un grad de umplere al bobinei cât mai ridicat. Se întâlnesc valori α = 26° pentru fibre tip bumbac.

Raportul dintre raza ţevii goale r_0 şi raza bobinei pline r_{max} este:

$$\frac{r_0}{r_{\max}} = \frac{1}{2{,}2} \tag{9.47}$$

Raportul dintre diametrul mediu al ţevii goale şi diametrul inelului este 0,39...0,45.

Înălțimea suprafeței conice H este egală cu cursa băncii care are valoarea de 0,95 din diametrul inelului sau 1,15 din diametrul maxim al bobinei pline.

Densitatea de înfăşurare a firului γ are valori de 0,45...0,48 g/cm^3 pentru urzeală şi 0,43...0,45 g/cm^3 pentru bătătură, la fire din fibre tip bumbac.

9.3.3. Formarea piciorului bobinei

Piciorul bobinei constituie o bază pe care se înfăşoară corpul bobinei; se realizează prin creşterea progresivă a conicității straturilor înfăşurate.

Înfăşurarea firului începe cu un prim strat cilindric cu partea inferioară mai îngroşată, spirele fiind mai dese; se obține treptat o creştere a conicității până la terminarea formării piciorului, după care straturile se depun echidistant cu grosime constantă formând corpul bobinei.

În figura 9.10 curba cu linie plină se referă la spațiul parcurs de banca inelelor (urcare-coborâre) pe durata unui ciclu când se depun straturile de umplere şi de separație, pentru formarea corpului bobinei. Curba cu linie punctată se referă la cursa urcare-coborâre pentru suprafața conică a piciorului bobinei. În timpul formării piciorului bobinei cursa băncii creşte de la H_o la H.

A doua lege a înfăşurării – relațiile (9.32) şi (9.33), trebuie respectată şi la înfăşurarea pentru formarea piciorului bobinei ceea ce conduce la menținerea unor valori constante pentru rapoartele h_u/r şi h_s/r, fapt care se ia în considerare la proiectarea mecanismelor respective.

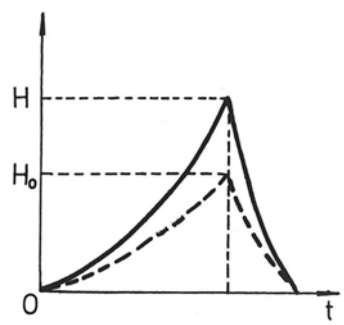


Fig. 9.10

9.4. Influența excentricității inelului asupra forței de întindere a firului la maşinile de filat şi de răsucit

Frecvența ruperilor la maşinile de filat şi de răsucit este influențată îndeosebi de forța de întindere din fir, starea tehnică a utilajelor, caracteristicile materialului de prelucrat, calitatea deservirii maşinii.

Forţa de întindere din fir este la rândul său dependentă de numeroşi factori dintre care se menţionează: turaţia fuselor, masa cursorului, coeficienţii de frecare inel-cursor şi fir-cursor, structura şi calitatea mecanismului de torsionare înfăşurare, structura firelor prelucrate.

În legătură cu calitatea mecanismului de torsiune-înfăşurare, aşezarea excentrică a inelului faşă de fus provoacă majorări ale forţei de întindere a firului.

Poziţia excentrică poate apare datorită erorilor de montare privind poziţia reciprocă fus-inel, jocurilor mari la tijele de ghidare ale băncii (toleranţe mari, uzura tijelor şi bucşelor), ţevilor defecte (grosimi neuniforme, deformaţii), abaterilor de la perpendicularitatea tijei fusului faţă de banca respectivă, vibraţiile fuselor.

Sub influenţa excentricităţii, în timpul exploatării apare o forţă suplimentară de întindere din fir ΔF_{max} aşa cum se arată in figura 9.11, care adăugată valorii medii F_{med} determină valoarea F_{max}, forţă de care depinde direct frecvenţa de rupere a firului.

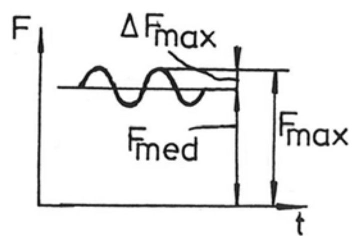


Fig. 9.11

9.4.1. Cinematica mişcării cursorului pe inel

Pentru cazul în care inelul este aşezat corect faţă de fus, adică *excentricitatea e=0,* la o viteză de debitare, turaţie a fuselor şi rază de înfăşurare constante, teoretic rezultă la cursor viteza tangenţială şi acceleraţie normale constante, acceleraţie tangenţială zero.

La o aşezare excentrică a inelului faţă de fus apar variaţii ale vitezei şi acceleraţiilor menţionate. În consecinţă forţa de întindere din fir devine variabilă. Valorile şi variaţiile forţei de întindere se pot determina atât pe cale teoretică cât şi prim experiment.

În figura 9.12. este reprezentat inelul cu centrul în O_i aşezat excentric faţă de fus cu o valoare determinată.

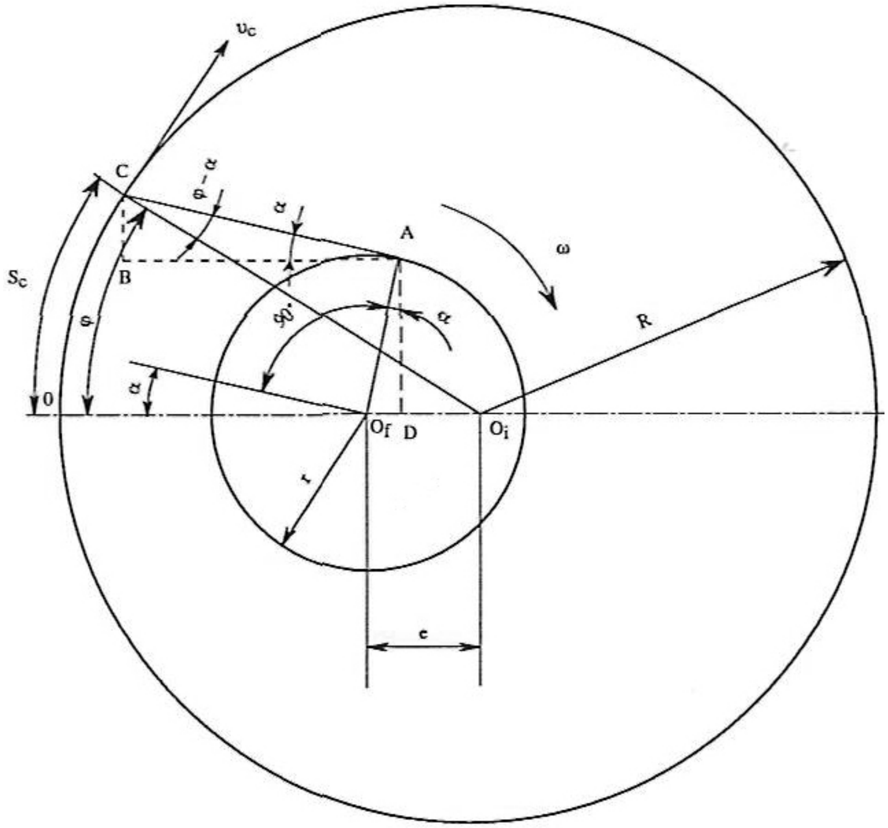


Fig. 9.12

Fusul are axa de rotaţie în O_f. Poziţia cursorului C la un moment dat este precizată de unghiul φ măsurat de la axa O_fO_i, iar poziţia punctului de înfăşurare A de unghiul α.

Se notează cu R - raza inelului, r- raza de înfăşurare pe bobină, ω - viteza unghiulară a fusului, μ - coeficientul de frecare inel-cursor, m - masa cursorului, a_c^n şi a_c^t- acceleraţiile normală şi tangenţială a cursorului, $l = l_{CA}$ - lungimea de fir de la cursor la punctul de înfăşurare, v_c - viteza cursorului, S_c - spaţiul parcurs de cursor pe cercul cu rază R, m - masa cursorului. Din figura 9.12 rezultă pentru legile de mişcare a cursorului:

$$S_c = R \cdot \varphi \tag{9.48}$$

$$v_c = \frac{dS_c}{dt} = \frac{R \cdot d\varphi}{dt} = R\frac{d\varphi}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = R \cdot \omega \cdot \frac{d\varphi}{d\alpha} \qquad (9.49)$$

$$a_c^t = \frac{dv_c}{dt} = R\left(\omega\frac{d^2\varphi}{d\alpha^2} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\alpha}\right) \qquad (9.50)$$

în care:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} \qquad (9.51)$$

din (9.49) şi (9.50) se obţine:

$$a_c^t = R \cdot \omega\left(\frac{d^2\varphi}{d\alpha^2} \cdot \omega + \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\varphi}{d\alpha}\right) \qquad (9.52)$$

Acceleraţia normală a cursorului este:

$$a_c^n = \frac{v_c^2}{R} = R \cdot \omega^2\left(\frac{d\varphi}{d\alpha}\right)^2 \qquad (9.53)$$

Dacă *excentricitatea e=0* atunci:

$$\omega = const., \frac{d\omega}{dt} = 0, \frac{d\omega}{d\alpha} = 0 \qquad (9.54)$$

$$\varphi = \alpha + const., \frac{d\varphi}{d\alpha} = 1, \frac{d^2\varphi}{d\alpha^2} = 0$$

Rezultă:

$$v_{c0} = R \cdot \omega$$

$$a_{C0}^t = 0$$

$$a_{C0}^n = R \cdot \omega^2$$

Dacă $e \neq 0$, abaterile absolute de la aceste valori sunt:

$$\Delta v_c = v_c - v_{c0} = R \cdot \omega\left(\frac{d\varphi}{d\alpha} - 1\right) = v_{c0}\left(\frac{d\varphi}{d\alpha} - 1\right) \qquad (9.55)$$

$$\Delta a_C^n = a_C^n - a_{C0}^n = a_{C0}^n \left[\left(\frac{d\varphi}{d\alpha} \right)^2 - 1 \right] \tag{9.56}$$

$$\Delta a_C^t = a_C^t - a_{C0}^t = a_C^t \tag{9.57}$$

În calculele care urmează se adoptă ipotezele:

- se neglijează mişcarea băncii pe durata unei rotaţii complete a cursorului;
- se consideră raza de înfăşurare r = const;
- se admite că viteza unghiulară a fusului este ω = const.

Rezultă pentru relaţia (9.51):

$$\frac{d\omega}{d\alpha} = 0, a_c^t = R \cdot \omega^2 \cdot \frac{d^2\varphi}{d\alpha^2} \tag{9.58}$$

9.4.2. Calculul forţei suplimentare de întindere a firului provocată de excentricitatea inel-cursor

În figura 9.13 sunt arătate forţele care acţionează asupra cursorului, dependente de prezenţa excentricităţii inelului faţă de fus şi anume:

ΔF_c - forţa centrifugă provocată de acceleraţia Δa_c^n - relaţia (9.56);

ΔF_n - forţa suplimentară de reacţiune inel-cursor;

ΔF_f - forţa suplimentară de frecare inel-cursor;

ΔF_t - forţa suplimentară tangenţială;

ΔF - forţa suplimentară de întindere a firului.

Rezultă relaţiile:

$$\Delta F_c = m \cdot \Delta a_c^n \tag{9.59}$$

$$\Delta F_f = \mu \cdot \left(m \cdot \Delta a_c^n - \Delta F_n \right) \tag{9.60}$$

$$\Delta F_t = m \cdot a_c^t + \Delta F_f = m \cdot a_c^t + \mu \cdot \left(m \cdot \Delta a_c^n - \Delta F_n \right) \tag{9.61}$$

Din figură se obţine:

$$\Delta F_n = \Delta F \cdot \cos(\varphi - \alpha) \tag{9.62}$$

$$\Delta F_t = \Delta F \cdot \sin(\varphi - \alpha) \tag{9.63}$$

Din relaţia (9.61) în care se înlocuiesc relaţiile (9.62) şi (9.63) se găseşte expresia forţei suplimentare de întindere a firului:

$$\Delta F = m \cdot \frac{a_c^t + \mu \cdot \Delta a_c^n}{\mu \cdot \cos(\varphi - \alpha) + \sin(\varphi - \alpha)} \tag{9.64}$$

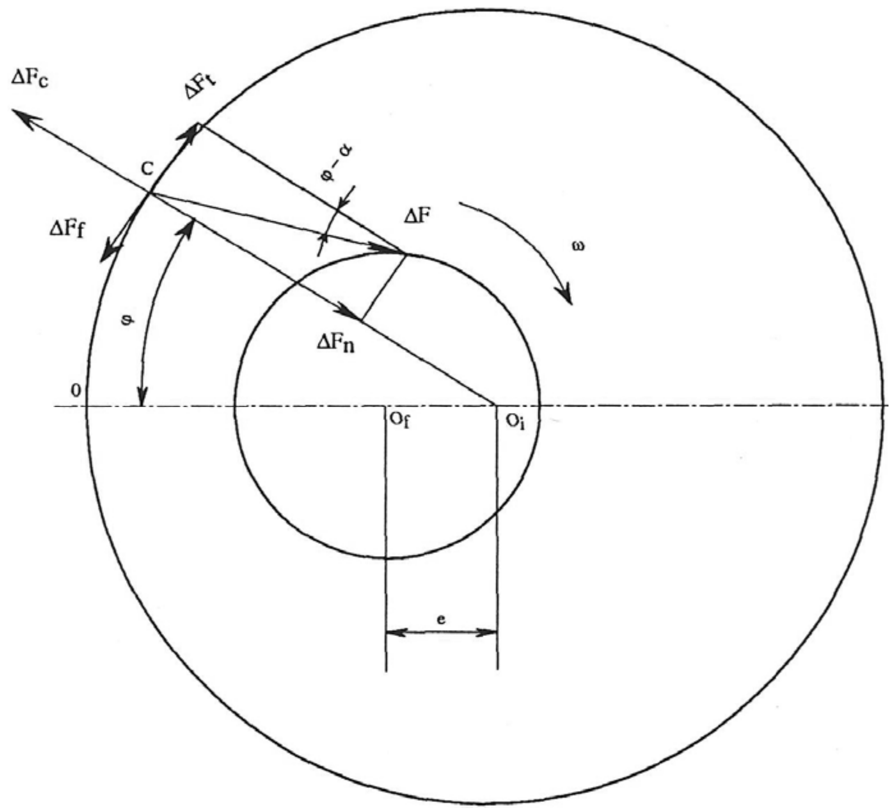


Fig. 9.13

Unghiul φ se poate exprima în fiincţie de unghiul α aşa cum se arată în continuare.

Urmărind triunghiurile ABC şi AO_fD se stabilesc legăturile:

$$l_{AB} = l \cdot \cos\alpha = R \cdot \cos\varphi + r \cdot \sin\alpha - e \tag{9.65}$$

$$l_{BC} = l \cdot \cos in\alpha = R \cdot \sin\varphi - r \cdot \cos\alpha \tag{9.66}$$

Înmulţind relaţiile (9.65) şi (9.66) cu (-*sinα*) respectiv (*cosα*) şi însumându-le se găseşte:

$$\sin(\varphi-\alpha)=\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\cdot\sin\alpha \tag{9.67}$$

din care:

$$\varphi=\alpha+src\sin\left(\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\cdot\sin\alpha\right) \tag{9.68}$$

Derivatele de ordinal 1 şi ordinal 2 sunt:

$$\frac{d\varphi}{d\alpha}=1-\frac{\frac{e}{R}\cdot\cos\alpha}{\sqrt{1-\left(\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\sin\alpha\right)^2}}=\frac{\frac{e}{R}\cos\alpha}{\sqrt{\phi(\alpha)}} \tag{9.69}$$

$$\frac{d^2\varphi}{d\alpha^2}=1-\frac{\frac{e}{R}\left[\frac{e}{R}\left(\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\sin\alpha\right)\cos^2\alpha+\phi(\alpha)\cdot\sin\alpha\right]}{\sqrt{\phi^3(\alpha)}} \tag{9.70}$$

Pentru forța suplimentară *ΔF* - relația (9.64), având în vedere şi relațiile (9.58) şi (9.70), se găseşte expresia:

$$\Delta F=m\cdot\frac{a_c^t+\mu\cdot\Delta a_c^n}{\mu\cdot\sqrt{\phi(\alpha)}+\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\sin\alpha} \tag{9.71}$$

Întrucât $\mu\cdot\Delta a_c^n << a_c^t$, se ajunge la forma:

$$\Delta F\approx m\cdot R\cdot\omega^2\cdot\frac{\frac{d^2\varphi}{d\alpha^2}}{\mu\sqrt{\phi(\alpha)+\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\sin\alpha}} \tag{9.72}$$

Deoarece interesează valoarea maximă a forței suplimentare $\Delta F_{\max}$, prin anularea derivatei

$$\frac{d}{d\alpha}(\Delta F)=m\cdot R\cdot\omega^2\,\frac{A(\alpha)}{B(\alpha)}\cdot\cos\alpha \tag{9.73}$$

$\Delta F_{\max}$ apare la cosα = 0 (α = 90^0 şi 270^0) şi are expresia:

$$\Delta F_{max} = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{\mu\left[1-\left(\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\right)^2\right]+\left(\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\right)\cdot\sqrt{1-\left(\frac{r}{R}-\frac{e}{R}\right)^2}} \qquad (9.74)$$

Deoarece e/R este neglijabil $(e << R)$,

$$\Delta F_{max} = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{\mu\left(1-\frac{r^2}{R^2}\right)+\frac{r}{R}\sqrt{1-\frac{r^2}{R^2}}} \qquad (9.75)$$

9.5. Antrenarea fuselor textile de la maşinile de filat şi răsucit

9.5.1. Cerinţe tehnice

Antrenarea fuselor textile utilizate la maşinile de filat cu inele trebuie să îndeplinească o serie de condiţii în vederea satisfacerii atât a cerinţelor tehnice generale, cât şi a celor specifice impuse de tehnologia de înfăşurare a firului. În ansamblu se impune asigurarea unei funcţionări corecte şi sigure, iar soluţiile constructive să corespundă unor preţuri de cost cât mai scăzute.

Cele mai importante condiţii impuse sunt:

- aceeaşi viteză de rotaţie la toate fusele instalate pe maşină, pentru a se obţine fire cu aceeaşi torsiune;
- rezistenţă pentru organele componente atât în regim nominal de exploatare cât şi în cazul unor exploatări maxime (la pornire, blocări etc.);
- durabilitate;
- vibraţii mecanice şi nivel de zgomot în limite admisibile având în vedere că se folosesc turaţii înalte la fuse;
- posibilitatea deplasării axiale a arborilor lungi, deplasări provenite de la variaţiile de temperatură a ansamblurilor respective;
- alinierea lagărelor care susţin arborii, îndeosebi la arborii lungi;
- consum redus de putere;
- grad de unificare avansat pentru reperele componente în cadrul unor familii de maşini.

9.5.2. Soluţii pentru antrenarea fuselor textile

Pentru antrenarea fuselor textile se utilizează:

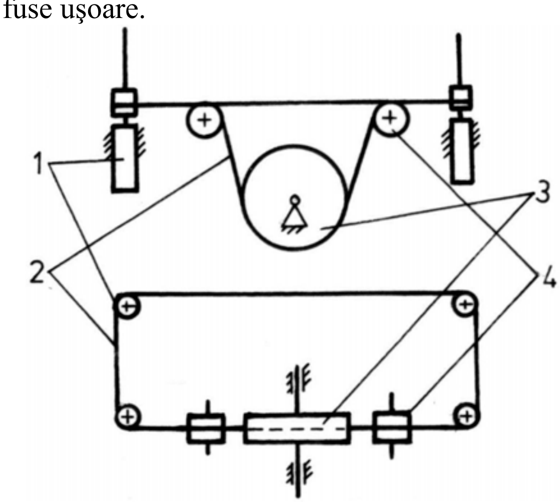
- curele textile care pun în mişcare 1....4 fuse;
- curele tangenţiale pentru antrenarea unui număr mare de fuse;

- angrenaje elicoidale(soluție neeconomică, puțin folosită);

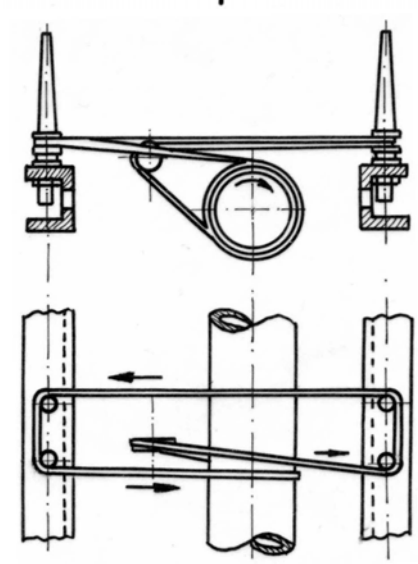
- electromotoare individuale, având rotorul montat pe fus, soluție avantajoasă pentru automatizarea acționării cu viteze variabile.

a) ***Antrenarea prin curele textile,*** alcătuite din structuri țesute având alungire mică, oferă coeficienți de alunecare elastică de ordinul 2,5...5% ceea ce conduce la abateri ale turației fuselor cu efecte negative privind torsiunea firelor şi producția.

În figura 9.14 este prezentată o schemă de principiu pentru antrenarea a patru fuse uşoare.



a)



b)

Fig. 9.14

Fusele 1 sunt antrenate prin intermediul curelei 2, de către roata de curea 3, montată pe arborele principal amplasat în lungul maşinii; rolele 4 servesc la ghidarea şi întinderea curelei.

În figura 9.15 cele două fuse 1 sunt acţionate de cureaua 2 de la arborele principal al maşinii pe care este montată roata 3; rola 4 este pentru ghidare, iar rola 5 pentru întinderea curelei.

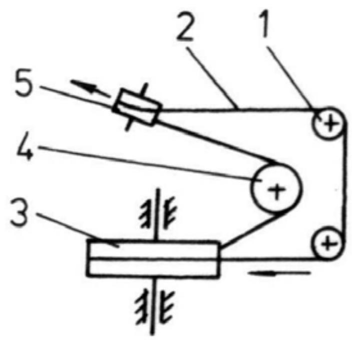


Fig. 9.15

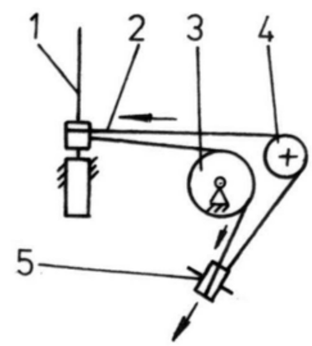


Fig. 9.16

În figura 9.16 fusul 1 este antrenat cu ajutorul curelei 2 de la roata 3 situată pe arborele principal. Rola 4 este de ghidare şi rola 5 este întinzătoare.

Ultimele două soluţii se adoptă la fuse mijlocii şi grele.

b) ***Antrenarea prin curea tangenţială*** (patent SKF-1963) este ilustrată în figura 9.17 în două variante: cu o singură curea tangenţială a) şi cu două curele b).

În varianta a) fusele 1 sunt antrenate de cureaua 2 prin intermediul roţii motoare 3; cureaua este susţinută de rolele de ghidare 4 şi tensionată de rola întinzătoare 5. Rolele de presare 6 apasă cureaua pe roţile fuselor textile în vederea obţinerii forţei de frecare necesare rotirii acestora.

În varianta b) se folosesc două curele tangenţiale, câte una pentru fiecare parte a maşinii; antrenarea curelelor se efectuează prin intermediul roţilor 3 şi 4 de la roata motoare 5. Curelele sunt susţinute de rolele de ghidare 6 şi întinse cu rolele 7.

La maşinile de filat superlungi se folosesc antrenări prin curele tangenţiale pe secţiuni.

Varianta a) este adoptată pentru puteri mici(fuse uşoare). Varianta b) necesită curele cu secţiune mai mică şi oferă durabilitate sporită.

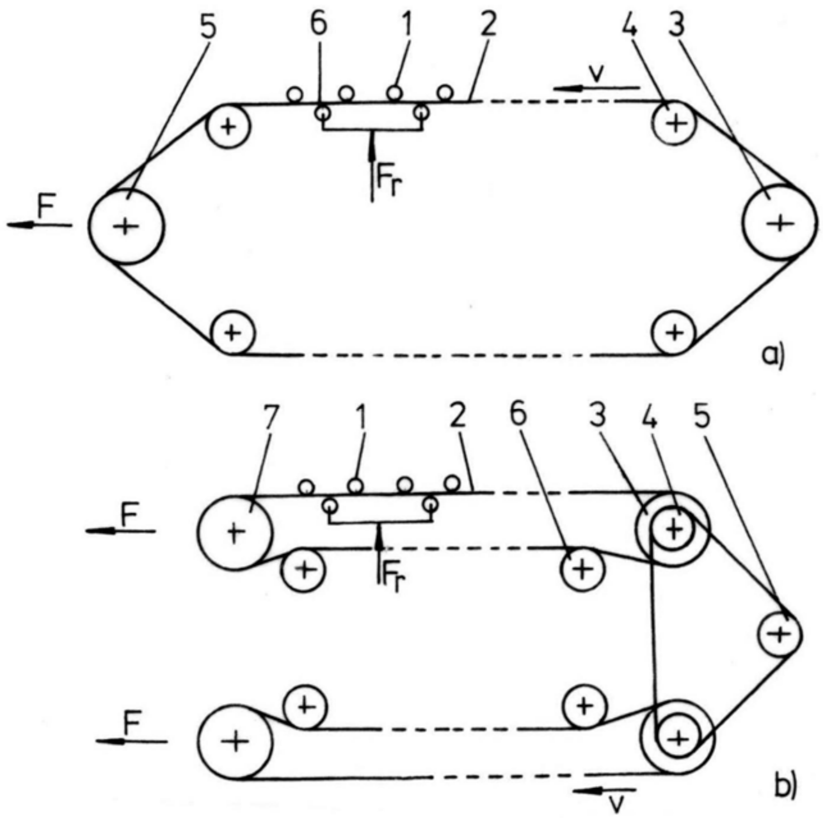


Fig. 9.17

Antrenarea prin curea tangenţială a căpătat o răspândire largă datorită avantajelor pe care le oferă în comparaţie cu transmisiile clasice prin curele textile; mai importante sunt:

- abateri ale turaţiilor fuselor până la 1,5... 1,8%, faţă de 2,5...5% la curelele textile clasice.
- asigurarea unei funcţionări corecte la turaţii înalte (n_f = 20000 rot/min).
- eliminarea arborelui principal din structura maşinilor de filat şi de răsucit oferindu-se posibilitatea îngustării acestor maşini, amplasarea mecanismelor pentru levată automată ca şi a tubulaturii pentru aspiraţie în spaţiul rămas liber.
- realizarea transmisiilor închise capabile să ofere nivel de zgomot micşorat cu aproximativ 5 dBA.

- asigurarea unei durabilităţi de 2-3 ani şi a unei întreţineri economice.

Curelele tangenţiale sunt executate de firme specializate utilizându-se inserţii textile din poliamidă, poliester impregnat cu cauciuc poliuretanic, mase plastice adecvate. Coeficientul de frecare curea-roată are valori ridicate (η = 0,6...0,7).

Execuţia necesită precizie ridicată îndeosebi cu privire la paralelismul axelor de rotaţie de la rolele de ghidare şi de tensionare şi la diametrele roţilor de curea montate pa fuse ($\Delta\phi \le 0{,}01\text{mm}$).

c) ***Antrenarea tangenţială cu dublu efect***

În cazul antrenării tangenţiale cu simplu efect, fusele sunt apăsate pe o singură parte a roţilor de curea fixate de tijele acestora – figura 9.17. Această soluţie are dezavantajul că lagărele superioare ale fuselor sunt încărcate radial, cu consecinţe defavorabile asupra consumului de putere şi asupra durabilităţii rulmenţilor respectivi. În plus, la fusele cu lagăr superior suspendat elastic faţă de cupă sau faţă de banca fuselor, încărcările radiale deplasează tijele fuselor ceea ce conduce la apariţia unor excentricităţi ale acestora faţă de inelele fixate de banca respectivă; excentricităţile menţionate provoacă majorări ale forţelor de întindere din fire, fapt care favorizează creşterea frecvenţei de rupere a acestora, cu precădere la funcţionarea cu turaţii înalte.

În scopul descărcării lagărului superior al fusului de forţele radiale, a fost realizată soluţia cu antrenare tangenţială cu dublu efect, prin utilizarea unor role presătoare care să apese şi braţul de întoarcere al curelei pe roţile de curea de la fuse – figura 9.18.

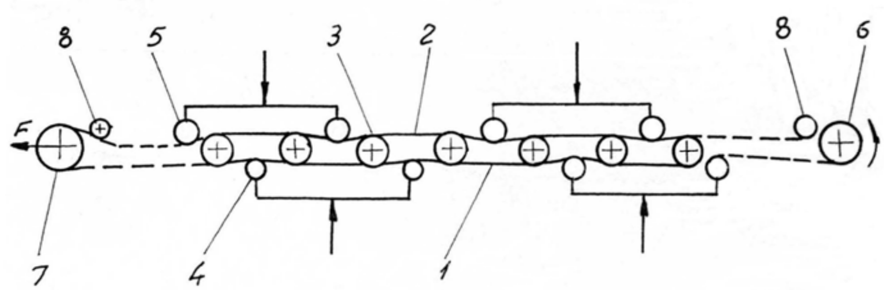


Fig. 9.18

Cureaua tangenţială, cu braţul activ 1 şi braţul de întoarcere 2, antrenează roţile de curea 3 ale fuselor textile datorită forţelor exercitate de rolele presătoare 4 pentru braţul activ şi rolele presătoare 5 pentru

braţul de întoarcere. Cureaua tangenţială este antrenată de roata motoare 6 tensionată de rola 7, braţul de întoarcere fiind ghidat de rolele 9.

În figura 9.19 sunt prezentate forţele tangenţiale T şi cele radiale R, pe care le exercită cele două braţe ale curelei asupra roţii de curea 3 a fusului textil. Forţele radiale R se anulează reciproc; roata de curea a fusului este descărcată de sarcini radiale. Forţele tangenţiale T dau naştere cuplului motor M_t=T·d care antrenează fusul textil.

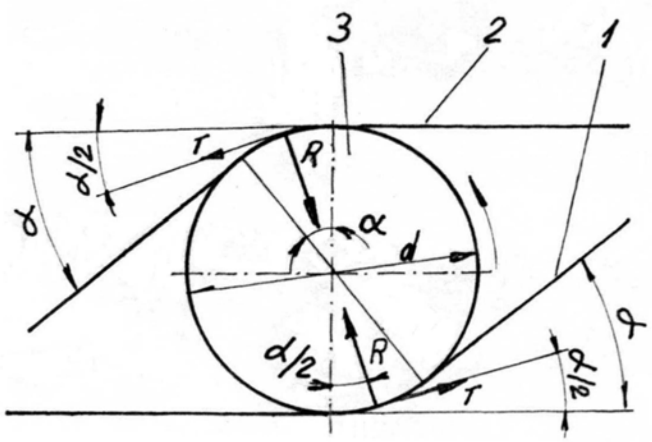


Fig. 9.19

Antrenarea prin curea tangenţială cu dublu efect, aplicată la maşinile de filat şi de răsucit cu inele, prezintă următoarele avantaje:

- se elimină încărcarea radială a lagărului superior provenită de la cureaua tangenţială;
- se asigură o centrare precisă a fusului faţă de inel;
- creşte durabilitatea rulmentului din lagărul superior;
- se micşorează consumul de putere al fusului textil;
- se micşorează forţa de tensionare a curelei tangenţiale aproximativ la jumătate;
- se micşorează forţele de apăsare ale rolelor presătoare aproximativ la jumătate.

9.5.3. Elemente de proiectare a transmisiilor pentru antrenarea fuselor textile

9.5.3.1. Proiectarea transmisiilor prin curele textile are drept obiectiv stabilirea dimensiunilor şi forţelor de întindere ale curelei, a dimensiunilor arborelui principal pe care sunt montate roţile de curea.

Calculele se efectuează pentru condiţiile cele mai grele de exploatare: turaţie maximă $n_{f_{max}}$ a fuselor şi bobine pline.

a) ***Dimensiunile curelei şi forţele de întindere*** se stabilesc pe baza satisfacerii capacităţii de tracţiune (metoda curbelor de alunecare) fără patinare, cu asigurarea unei durabilităţi satisfăcătoare.

Pentru exemplificare se adoptă cazul unei transmisii prin curea textilă pentru un grup de patru fuse. În figura 9.20 este prezentată schema de calcul pentru cazul când se consideră o singură rolă de întindere-ghidare.

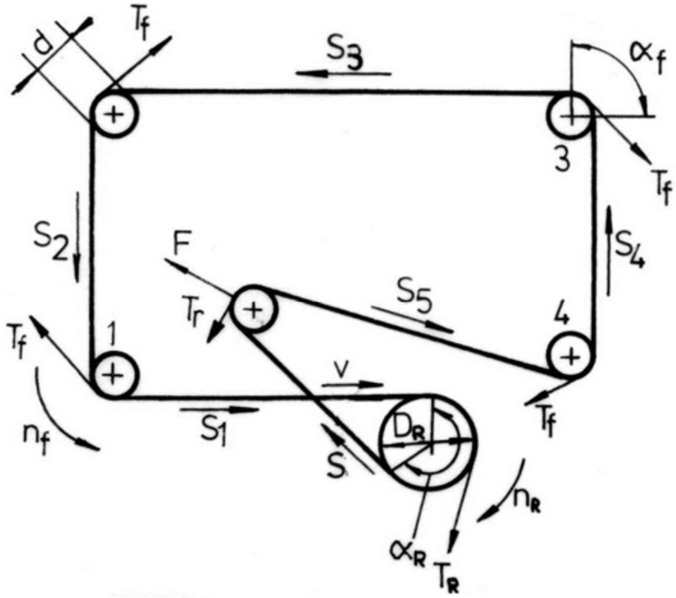


Fig. 9.20

Notaţiile din figură au semnificaţiile:

1,2,3,4, - fuse textile;

5 - roata motoare montată pe arborele principal al maşinii;

6 - rola de întindere-ghidare;

S, S_i, S_2, S_3, S_4, S_5 - forţele de tracţiune în curea;

T_R - forţa tangenţială la roata motoare;

α_f, α_R - unghiul de înfăşurare a curelei;

n_R - turaţia roţii motoare;

n_f - turaţia fuselor;

v - viteza curelei;

F - forța la rola de întindere;
T_f, T_r - forțe de frecare;
d - diametrele nucilor de la fusele textile;
d_R - diametrul roții motoare.
Calculele se desfăşoară în următoarea ordine:

$$1.\ \upsilon = \frac{\pi \cdot d \cdot n_f}{60} \qquad (m/s) \qquad (9.76)$$

$$2.\ T_R = \frac{P}{\upsilon} \qquad (N) \qquad (9.77)$$

în care P este puterea consumată de cele patru fuse, stabilită pe cale experimentală.

Forța T_R rezultă şi din figura 9.20:

$$T_R = 4 \cdot T_f + T_r \qquad (9.78)$$

3. Din relația (9.78) se obține:

$$T_f = \frac{T_R - T_r}{4} \qquad (9.79)$$

Forța $T_R \approx (0,3...0,5)$ N, din experimente efectuate pe maşini existente.
4. Se calculează efortul unitar util admisibil la roata motoare 5:

$$\sigma_{uaR} = (0,8...0,9) \cdot \sigma_{u0} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \qquad (9.80)$$

în care:

σ_{uaR} - efortul unitar util admisibil; este stabilit în funcție de anumite condiții de funcționare şi de tipul de curea; valori pentru acest efort admisibil sunt prezentate în tabelul 9.2 în funcție de σ_S - efortul de întindere inițial al curelei care se adoptă după experiența de exploatare;

C_1 - coeficientul unghiului de înfăşurare - tabelul 9.3;

C_2 - coeficientul care depinde de raportul d_R/δ, δ - grosimea curelei, - tabelul 9.4;

C3 - coeficientul condițiilor de lucru - tabelul 9.5.

Tabelul 9.2

Tipul curelei $\frac{N_m \text{ bătătură}}{N_m \text{ urzeală}}$	σ_S (N/mm^2)				
	0,4	0,6	0,8	1	1,2
bumbac $\frac{20/2}{20/2}$	0,24	0,36	0,48	0,6	-
bumbac $\frac{85/2}{85/2}$	0,32	0,48	0,64	0,8	-
poliamidă	-	0,4	0,5	0,6	0,7

Tabelul 9.3

α_R^0	90	140	180	230	270
C_1	0.444	0,742	1	1,37	1,705

Tabelul 9.4

d_R/∂	20	40	70	≥ 80
C_2	0,87	0,95	0,98	1

Tabelul 9.5

Natura curelei / şi mediul de lucru	**C_3**
Bumbac, poliamidă / mediu uscat	1
Bumbac / mediu umed	0,835

5. Se calculează secţiunea necesară pentru curea ($A = b \cdot \delta$), cu δ adoptat prin C_2:

$$A = T_R/\sigma_{uaR} \qquad (9.81)$$

6. Se alege cureaua tipizată cu secţiunea $A' \geq A$.
7. Se alege forţa S din braţul condus al curelei:

$$S = A \bullet \sigma_S \qquad (9.82)$$

9. Forţele pe celelalte porţiuni de curea sunt:

$$S_5 = S + T_r;$$
$$S_4 = S_5 + T_f;$$
$$S_3 = S_4 + T_f; \quad (9.83)$$
$$S_2 = S_3 + T_f;$$
$$S_1 = S_2 + T_f.$$

9. Forța pe rola întinzătoare va fi:

$$\overline{F} = \overline{S} + \overline{S}_5 \quad (9.84)$$

b) ***Dimensiunile arborelui principal*** de la maşinile de filat şi de răsucit se determină luând în considerare o serie de cerințe specifice maşinilor de filat şi de răsucit.

În figura 9.21 este prezentată schema de calcul a unui arbore principal, încărcat cu momentul de răsucire M_t necesar antrenării şi cu forțele Q provenite de la roțile motoare ale transmisiilor prin curele; aceste forțe fiind aplicate la distanțe mici se consideră uniform repartizate.

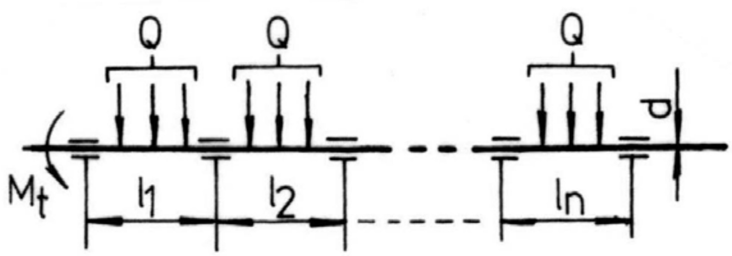


Fig. 9.21

O altă particularitate provine de la faptul că lungimile tronsoanelor l_i se adoptă de regulă egale cu lungimile secțiunilor maşinii. Se mai ia în considerare şi faptul că pentru diametrul arborelui principal se adoptă aceeaşi valoare la toate tronsoanele, cu scopul unificării reperelor componente (lagăre, cuplaje, roți de curea).

În consecință având lungimile l_i stabilite se vor efectua calculele necesare pentru diametrul d precum urmează:

- predimensionare pe baza solicitării la răsucire în zona primului tronson l_1;
- verificarea la oboseală în secțiunile cele mai solicitate;
- verificarea la suprasarcină (de regulă cu $M_{t\ max}$ care apare la pornirea maşinii);
- adoptarea valorii adecvate pentru diametrul d.

Turația critică n_0 se calculează cu relația pentru sarcină uniform distribuită conform schemei din figura 9.22.

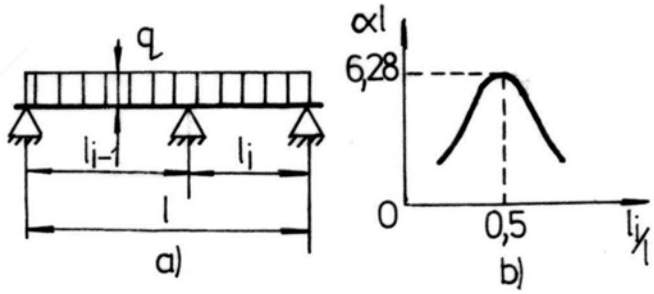


Fig. 9.22

$$n_0 = 9{,}55 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot l}{l_i}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{q}} \qquad (9.85)$$

Parametrul (α·l), care conține pulsația oscilațiilor proprii capătă valori dependente de raportul l_i/l - figura 9.22 b).

9.5.3.2. Proiectarea transmisiilor prin curele tangențiale se efectuează, de regulă, după prescripțiile indicate de constructorul de curele. În principiu se alege grosimea curelei δ = 3 ... 6 mm, după care se calculează lățimea b:

$$b = K \cdot T / T_{10} \qquad (9.86)$$

în care:

T este forța tangențială necesară antrenării fuselor;

K - coeficientul condițiilor de lucru (din cataloagele fabricantului);

T_{10} - forța tangențială admisibilă pentru 10 mm lățime de curea (după cataloage).

Forța tangențială necesară este:

$$T = P_t / \upsilon \qquad (9.87)$$

unde:

P_t este puterea necesară antrenării fuselor;

υ - viteza curelei.

Forțele de întindere F şi de presare a rolelor F_r sunt prescrise de fabricanții curelelor tangențiale şi accesoriilor utilizate.

BIBLIOGRAFIE

1. Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Radeş, M., Vibraţiile sistemelor mecanice, Editura Academiei , Bucureşti, 1975.

2. Drăgan, B., Controlul vibraţiilor şi zgomotului, Editura Gh. Asachi, Iaşi, 2003.

3. Gafiţanu, M., Hanganu, L., Privire critică asupra fuselor textile cu tijă rotitoare, Industria Uşoară, Bucureşti, nr.5, 1983.

4. Gafiţanu, M., ş. a., Organe de maşini, vol.I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1999.

5. Gafiţanu, M., ş. a., Organe de maşini, vol.II, Editura Tehnică, Bucureşti, 2002.

6. Hanganu, L., Stand pentru testarea si cercetarea fuselor textile, Revista "Industria Uşoară", Bucureşti, nr.1/1983.

7. Hanganu, L., Instalaţie pentru măsurarea consumului de putere la fusele textile - Brevet de invenţie, România nr.87020/31.01.1985.

8. Hanganu, L., Contribuţii la determinarea consumului de putere la accesorii rotitoare pentru maşini din filatură, Revista "Industria Uşoară" nr.8/1985, Bucureşti.

9. Hanganu, L., Vibrometru textil, Inovaţia nr.586/18.05.1987, Ministerul Educaţiei şi Învăţământului, Bucureşti.

10. Hanganu L., Vibrometru textil, Revista "Industria Uşoară", Bucureşti, nr.5/1987.

11. Hanganu, L., Suport tijă pentru fuse textile cu tub rigid de legătură între lagăre şi rezemare elastică faţă de cupă, Brevet România nr.99305/1989.

12. Hanganu, L., Contribuţii la optimizarea rezemării fuselor textile, Teză de doctorat, Iaşi, 21 aprilie 1989

13. Hanganu, L., O noua soluţie pentru fus textil cu rezemare elastică a lagărelor, Revista "Industria Uşoara" nr.3/1991.

14. Hanganu, L., Dispozitiv pentru antrenarea fuselor textile prin curea tangenţială, Brevet România nr.102707/1991.

15. Hanganu, L., On the theoretical study of the dynamics of the textile spindles, The Sixth International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec - Czechoslovakia, Sept.1992.

16. Hanganu, L., Hanganu, V., Maşini pentru filatură - manual, Rotaprint, Universitatea Tehnică "Gh.Asachi" Iaşi, 1992.

17. Hanganu, L., Antrenarea prin curea tangențială cu dublu efect la maşinile de filat şi de răsucit cu inel şi cursor, Revista "Industria Uşoară" nr.2/1993, Bucureşti.

18. Hanganu, L., Elemente de automatizare pentru maşinile de filat cu inele, Revista "Industria Uşoară" nr.3/1993, Bucureşti.

19. Hanganu, L., Control Monitoring Systems In Spinning Process, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi publicat de Universitatea Tehnică „Gh. Asachi" Iaşi. Tomul XLVII(LI), Supliment 2001, Secția Construcții de maşini.

20. Hanganu, L., A Mechatronical Device Applied To The Ring Spinning Frames For Interrupting Roving When Ends Down Occurs, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi publicat de Universitatea Tehnică „Gh. Asachi" Iaşi. Tomul XLVII(LI), Supliment 2001, Secția Construcții de maşini.

21. Hanganu, L., A New Mathematical Model Applied to the Theoretical Study for Textile Spindles, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tom XLVII (LI), fasc. 3-4, 2001.

22. Hanganu, L., Analiză critică a soluțiilor constructive pentru fusele textile, Revista Română de textile-pielărie, nr.4,Iaşi, 2001.

23. Hanganu, L., Maşini pentru filatură, Editura "Gh. Asachi" Iaşi, 2001.

24. Hanganu, L., Implementarea sistemelor expert în filaturi, Conferința internațională de Inginerie Integrată C2I, 25-26 aprilie 2002, Timişoara.

25. Hanganu, L., Aspecte specifice în proiectarea maşinilor pentru filatură, Conferința internațională de Inginerie Integrată C2I, 25-26 aprilie 2002, Timişoara.

26. Hanganu, L., Measurement Automation And Diagnosis In Spinning, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi publicat de Universitatea Tehnică „Gh. Asachi" Iaşi. Tomul XLVIII(LII), Supliment II, 2002, Secția V, Construcții de maşini.

27. Hanganu, L., C., Vîlcu, C., Contributions to the theoretical study of textile spindles dynamics, Meridian Engineering nr.3, 2002.

28. Hanganu, L., C., Vîlcu C., A short history of textile spindles development, Meridian Engineering nr.3, 2002.

29. Hanganu, L., C., Vîlcu, C., Considerations on increasing technological performances on ring frames, Meridian Engineering nr.3, 2002.

30. Hanganu, L., C., Vîlcu, C., Development of an expert system for spinning factories, International Science and Engineering Conference „Machine building and technosphere of the xxi century”, Sept. 9 -14 2002, Sevastopol, Ucraina, Tom 3, secțiunea IX.

31. Hanganu, L., Maşini pentru filatură – aplicații practice, Editura Tehnopress, Iaşi, 2002.

32. Hanganu, L., C., Vîlcu, C., Piroi, C., Maşini şi procese tehnologice în filatură-aplicații, Editura Tehnica-info, Chişinău, 2002.

33. Hanganu, L., C., Vîlcu, C., Murăraşu, E., The ring excentricity influence from the spinning machines upon the stretch force of the yarn, Meridian Engineering nr.1, 2003.

34. Hanganu, L., C., Vîlcu, A., Murăraşu, E., Aggregation, automation and robotisation within the industrial systems of yarn production of cotton type, Meridian Engineering nr.2, 2003.

35. Hanganu, L., Recent developments in ring spinning machines, Conferința Internațională TMCR 2003, Chişinău, mai 2003, vol. 4.

36. Hanganu, L., A mechatronic compensator for spinning technologies, International Science and Engineering Conference „Machine building and technosphere of the xxi century”, Sept. 8 -14 2003, Sevastopol, Ucraina, Tom 4.

37. Hanganu, L., Tudose-Sandu-Ville, Fl., Murăraşu, E., Knowledge Based System To Interpret The Weight Regularity Of The Yarn In Spinning Technologies, Meridian Engineering nr.4, 2003.

38. Hanganu, L., Vîlcu, A., An experimental approach on damping coefficients specific to textile spindles, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, fasc. 1-2, 2003.

39. Hanganu, L.,C., Maria, Vîlcu, Hagiu, Gh., Vibration monitoring of the ring spinning, Meridian engineering,nr. 1, 2004.

40. Hanganu, L., C.,Vîlcu, Maria, Harghel, Livia, Maşini de filat cu inele – elemente teoretice şi experimentale, Editura Tehnopress, Iaşi, 2004, ISBN 973-8377-89-7.

41. Hanganu, L., C.,Ştirbu, C., Ianuş, G., Specific aspects of the automation in textile industry, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul L (LIV), Fasc. Vb, 2004, Secția Construcții de maşini, p. 417 – 420, ISSN 1011-2855.

42. Hanganu, L., C., Ştirbu, C., Ianuş, G., An automatic programming transfer system for supplying cotton cards, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul L (LIV), Fasc. Vb, 2004, Secţia Construcţii de maşini, p. 409 – 412, ISSN 1011.

43. Hanganu, L., C.,Ştirbu, C., Ianuş, G., Software for textile spindles dynamics study, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul L (LIV), Fasc. Vb, 2004, Secţia Construcţii de maşini, p. 413 – 416, ISSN 1011-2855

44. Hanganu, L., C., Sisteme de control activ a subansamblelor specifice masinilor textile si implementarea acestora la masinile pentru filatura, Grant CNCSIS, cod 518, tema 27, contract nr. 333371/29.06.2004.

45. Hanganu, L., C., Vîlcu, Maria, Vîlcu, C., Principal factors to decide the spinning perfomance of ring and traveller from ring frames, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul L (LIV), Fasc. 6A, 2004, Secţia Construcţii de maşini, p.177 – 181, ISSN 1011-2855.

46. Hanganu, L., Hagiu, Gh., Tudose-Sandu-Ville, Fl., The mechatronics design process, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul L (LIV), Fasc. 6A, 2004, Secţia Construcţii de maşini, p.375 – 379, ISSN 1011-2855.

47. Hanganu L.,C., Maria, Vîlcu, Hagiu, Gh., Vibration monitoring of the ring spinning, Meridian Engineering nr. 1, Chişinău, 2004, p.89-91, ISSN 1683-853x.

48. Hanganu, L., C., Ştirbu, C., Special program for textile spindles dynamics, IX. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms in association with the II. CEACM Conference on Computational Mechanics, Proceedings, August 31 – September 2, Liberec, Czech Republic, 2004, p.339-344.

49. Hanganu, L., C., Vîlcu Maria, Tudose-Sandu-Ville, Fl., Some considerations on the dynamics of ring-traveller assembly from ring frames with rotative rings, IX. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms in association with the II. CEACM Conference on Computational Mechanics, Proceedings, August 31 – September 2, Liberec, Czech Republic, 2004, p.345-350.

50. Ştefanovici, M., Hanganu, L., C., Gelu Ianuş, Diferential equation of ring frames, International Science and Engineering Conference „Machine Building and Technosphere of the XXI Century”, 13-18 Sept., 2004, Sevastopol, Ucraina, Tom 4, secţiunea, p.234-237.

51. Hanganu, L., C., Ştefanovici, M., Bejan Liliana, Yarn dynamics between drawing frame and sliding post, International Science and Engineering Conference „Machine Building and Technosphere of the XXI Century”, 13-18 Sept., 2004, Sevastopol, Ucraina, Tom 4, secțiunea, p.271-275.

52. Hanganu, L., C., Ştefanovici, M., Gelu Ianuş, Some considerations on the yarn dynamics between traveller and bobbin, International Science and Engineering Conference „Machine Building and Technosphere of the XXI Century”, 13-18 Sept., 2004, Sevastopol, Ucraina, Tom 4, p.275-278.

53. Vîlcu, Maria, Hanganu, L., C., Vîlcu, C., Tehnologia firelor textile, Editura Tehnopress, Iaşi, 2005, ISBN 973-702-061-8.

54. Hanganu, L., Ianuş G., Experimental Research on Textile Spindles Damping Systems in Order to Decrease Their Power Consumption, The 15th International Colloquium Tribology, Technische Akademie Esslingen, January 17 – 19, 2006.

55. Hanganu L. C., Sisteme mecatronice mobile inteligente cu impact ecologic pentru echipamente textile - SYMTEX, proiect CEEX 4694 modulul I/2006, contract nr. 205/20.07.2006 cu AMCSIT-Politehnica Bucureşti.

56. Hanganu, L., C., Bodi, Gh, Mocanu, Florentina, Kinematics consideretions of the yarn forming between traveller and bobbin. Part I – Mathematical model, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul LII (LVI), Fasc. 5D, 2006, Secția Construcții de maşini, p. 1435 – 1438,

57. Hanganu, L., C., Bodi, Gh, Mocanu, Florentina, Kinematics consideretions of the yarn forming between traveller and bobbin. Part II – The wrapping speed calculus, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul LII (LVI), Fasc. 5D, 2006, Secția Construcții de maşini, p. 1439 – 1442.

58. Hanganu, L., C., Bodi, Gh, Mocanu, Florentina, On the yarn dynamics between yarn guide and traveller, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul LII (LVI), Fasc. 5D, 2006, Secția Construcții de maşini, p. 1443 – 1446.

59. Hanganu, L., C., Ibanescu, R., Specific aspects of contacts between ring and traveller from ring frames. part I – preliminary hypothesis for theoretical study, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul L (LIV), Fasc. 6A, 2004, Secția Construcții de maşini, p.247 – 250, ISSN 1011-2855.

60. Hanganu, L., C., Ibănescu, R., Specific aspects of contacts between ring and traveller from ring frames. Part II – mathematical model, Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul L (LIV), Fasc. 6A, 2004, Secşia Construcşii de maşini, p.458 - 461, ISSN 1011-2855.

61. Hanganu, L., C., On-line quality supervision of rotor yarns – a mechatronical device, The 13th International Science and Engineering Conference „Machine Building and Technosphere of the XXI Century”, 11-16 Sept., 2006, Sevastopol, Ucraina, Tom 4, p.278-282.

62. Hanganu, L., C., Specific aspects on mobile mechatronics intelligent systems with ecological impact for textile machines, The 13th International Science and Engineering Conference „Machine Building and Technosphere of the XXI Century”, 11-16 Sept., 2006, Sevastopol, Ucraina, Tom 4, p.282-286.

63. Ianuş, G., Grigoraş, St., Hanganu L. C., Borzan, M., The Effects of the Damaged Structure of Greases Soaps on Ball Bearings Vibration, Materiale Plastice, nr. 1/2007, MPLAAM 44(1) 2007, p.47-50, ISSN 0025/5289, 2005 Impact factor: 0,412, Recensed by Chemical Abstracts Current Contents, Indexed by Institute for Scientific Information (ISI).

64. Hanganu, L., C., Bodi, Gh., Sârbu, I., Experimental Studies on Flyers Dynamics, Conferința Internațională “Tehnologii moderne, calitate, restructurare”, TMCR-2007, Chişinău, 31 mai – 03 iunie 2007, vol. 2, p. 355 - 358, ISBN 978-9975-45-036-2.

65. Hanganu, L., C., Bodi, Gh., Sârbu, I., General Aspects on Mechatronics Applied to Textile Machines and Processes, Conferința Internațională “Tehnologii moderne, calitate, restructurare”, TMCR-2007, Chişinău, 31 mai – 03 iunie 2007, vol. 2, p. 359 - 364, ISBN 978-9975-45-036-2.

66. Hanganu, L., C., Bodi, Gh., Sârbu, I., Experimental Researches on Flyers Power Consumption, Conferința Internațională “Tehnologii moderne, calitate, restructurare”, TMCR-2007, Chişinău, 31 mai – 03 iunie 2007, vol. 2, p. 365 - 368, ISBN 978-9975-45-036-2.

67. Hanganu L. C., Mocanu Florentina, Calculus Elements for Flyers Design – Bent Moments Calculus, The 14th International Science and Engineering Conference „Machine Building and Technosphere of the XXI Century”, 17-22 Sept., 2007, Sevastopol, Ucraina.

68. Hanganu L. C., Applied Mathematics to Cards’ Braker Drums Design, The 14th International Science and Engineering Conference „Machine Building and Technosphere of the XXI Century”, 17-22 Sept., 2007, Sevastopol, Ucraina.

69. Hanganu, L., C., Mecatronica utilajului textil – fundamente teoretice, Editura Tehnopress, Iaşi, 2005, ISBN 973-702-048-0.

70. Hanganu,L.,C., Bodi, Gh., Ianuş, G., Tudose Sandu-Ville, Fl., Aplicații mecatronice în industria textilă, Editura Tehnopress, Iaşi, 2005, ISBN 973-702-062-6.

71. Hanganu, V., Contribuții privind îmbunătățirea exploatării fuselor textile. Teză de doctorat, 1975.

72. Hanganu, V., Hanganu, L., Pantelimonescu, Fl., Nitu, M., Instalație pentru echilibrarea cilindrilor defibratori, Industria Uşoară nr.10/1985, Bucureşti.

73. Hanganu, V., Hanganu, L., Cuzic Carmen, Maşini pentru filatură - îndrumar de laborator, ediția a II-a, Rotaprint - Universitatea Tehnică "Gh.Asachi" Iaşi, 1991.

74. Harris, C., M., Crede, Ch.,R., Şocuri şi vibrații. Vol. I, II şi III. Editura Tehnică, Bucureşti, 1968, 1969.

75. Jinescu, V., V., Utilaj tehnologic pentru Industrii de Proces, 4 volume, Editura Tehnică, Bucureşti, 1983, 1984, 1988 şi 1989.

76. Mangeron, D., Irimiciuc, N., Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie, vol.I, II, III, Editura tehnică, Bucureşti, 1978.

77. Rusanovschi, V., Copilu, V., Proiectarea filaturilor de bumbac, Edditura Tehnică Bucureşti, 1978.

78. xxx – Belastungsangaben für SKF Zentrierrohrhülsen HF und HZ, Tachnische Information, nr.293, SKF – R.F.G., 1972.

79. xxx - CM 23 - Cartea maşinii pentru maşinile de filat tip UNIMAT pentru filarea firelor de tip bumbac cardat sau pieptănat 70FB, 75FB, 825FB, 5FB, 100FB, S.C. Unirea S.A. Cluj-Napoca.

80. xxx – Information für Spinnereien, Versuchstätigkeit der Spindelabteilung SKF, Bestell nr.72 d, SKF – R.F.G.

81. xxx – Information pour filatures, Douilles à rotule SKF, Référence 28 f, Germania.

82. xxx - Information pour filatures, Douilles cylindrique SKF à tube flottant, , Référence 24 f, Germania.

83. xxx - Information pour filatures, Lubrification pour materiel textile, SKF, Germania.

84. xxx – ITMA, Paris, 1999.

85. xxx – ITMA, Birmingham, 2000.

86. xxx – Livret Süessen, 6^{e} Edition F 0180645, Germania.

87. xxx – Manualul inginerului textilist, Editura AGIR, Bucureşti, 2002.

88. xxx – Prospecte : SMM – Elveția, Carnitti – Italia, Platt – Anglia, Roberts – S.U.A., SACM – Franța, NSK – Japonia, Kansai Spindel – Japonia.
89. xxx – Technische Mitteilung Süessen WST, Germania.

9 789733 712220